

Die A. Scherrersche Mineralquellen-Fassungsmethode.

Vortrag, gehalten in der Versammlung der Fachgruppe der Bodenkultur-Ingenieure am 24. März 1905 von Ober-Ingenieur F. Müller in Bilin (Böhmen).

Wenn ich mir erlaube vor Ihnen, meine Herren, heute das Wort zu ergreifen, so geschieht dies dem Gebrauche des sehr geschätzten Vereines getreu, daß jeder seine in der Praxis oder in der Wissenschaft gemachten Erfahrungen und Wahrnehmungen hier zur Kenntnis und eventuell allgemeineren Beachtung bringt.

Sie alle sind Wasserbau- und Quellentechniker, und ich glaube daher, daß es von Interesse sein dürfte, Sie mit einer Quellenfassungsmethode vertraut zu machen, die das Produkt einer außerordentlich scharfen Beobachtungs- und Denkungsweise eines einzelnen ist, mit welcher derselbe wirklich großartige Erfolge durch eine ganze Reihe von Jahren erzielte.

Obwohl ich es hier nicht nötig habe, die verschiedenen Methoden der Quellenfassung und Erschließung, wie selbe sowohl bei Süß- wie auch Mineralwässern geübt werden, zu wiederholen, muß ich dies dennoch tun, um einerseits meine späteren Worte verständlicher zu machen, andererseits den Vergleich mit diesen Methoden zu ermöglichen.

türlichen Verhältnisse darnach angetan, daß dieses Wasser in genau derselben Qualität hervortreten muß, d. h. das herrschende Gebirge, in dem das Mineralwasser gleichsam produziert wird, ist seiner geologischen, wie chemischen Beschaffenheit nach so beschaffen, um es zu erzeugen; die überlagernden Schichten sind darnach angetan, daß dieses Wasser an dieser Stelle zum Ausflusse gelangt.

2. In einem so beschaffenen Terrain scheiden sich Süß- und Mineralwasser unter einander von selbst.

Denken wir uns ein beliebiges Terrain, in dessen tieferen Lagen irgend ein Gestein, z. B. Gneis vorkommt, das durch verschiedene Schichten durchlässiger und undurchlässiger Art überlagert wird, so wird das Mineralwasser aus dem Gestein hervortretend, nach Maßgabe seines Auftriebes sich nach und nach einen Austritt verschaffen

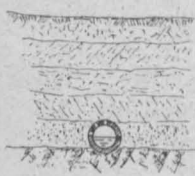


Abb. 1.

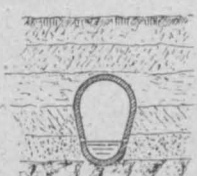


Abb. 2.

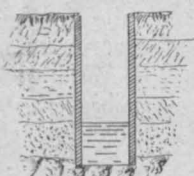


Abb. 3.

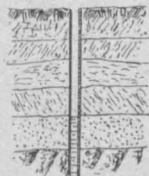


Abb. 4.

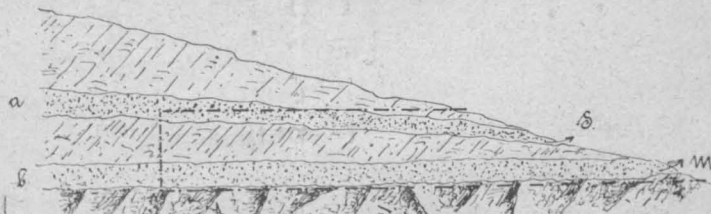


Abb. 5.

Die heute üblichen Methoden können kurz in vier Typen zusammengefaßt werden, d. s.: der Drain Abb. 1, der Stollen Abb. 2, der gewöhnliche Brunnen Abb. 3 und schließlich das in neuerer Zeit so häufig angewendete Bohrloch Abb. 4.

Alle diese vier Typen gelangen nach Maßgabe der örtlichen Verhältnisse durch die Quellentechniker zur Anwendung und alle haben das generelle Prinzip in sich, durch möglichst starkes Anfahren des Terrains, entweder in großer Länge des Rohrstranges und des Stollens oder in großer Breite des Brunnens und schließlich durch große Tiefe des Bohrloches die wasserführende Schichte zu finden und diese möglichst ergiebig anzuschneiden.

Solange es sich darum handelt, lediglich Süßwasser damit zu erschließen und solange dieses Wasser nicht besonders großen Anforderungen auf dessen Qualität zu entsprechen hat, sind diese Methoden nicht gerade anzufechten. Anders ist dies aber, wenn es sich darum handelt, ein Wasser von besonders reiner und tadelloser Qualität zu liefern, was gewiß bei Mineralwässern als obenanstehender Grundsatz gelten muß. Inwieweit diese Methoden nun mangelhaft sind, kann ich nur sagen, wenn ich Sie vorher mit den Scherrerschen Fundamentalgrundsätzen bekannt mache.

Scherrer sagt:

1. Dort, wo Mineralwässer in einer bestimmten Qualität zutage treten, sind die na-

und z. B. an der Stelle M Abb. 5 zum Ausflusse gelangen. Dagegen wird ein in der Schichte vorhandenes Süßwasser, ebenfalls durch die natürlichen Verhältnisse gezwungen und vom Mineralwasser getrennt, bei dem Punkte S zum Abflusse gelangen müssen. Bei beiden Wässern ist der natürliche, uranfängliche Zustand noch vorhanden, sie gelangen von einander auf das genaueste separiert aus dem Terrain und werden sich erst an der Oberfläche des Terrains oder in einem offenen Gerinne vermengen.

Nehmen Sie aber an, meine Herren, es käme nun ein Quellentechniker, um diese Mineralquelle zu fassen und würde eine der vier oben genannten Methoden zur Anwendung bringen, beispielsweise er triebe einen Schlitz oder Stollen bei M beginnend gegen den Berg, um da entweder einen Drainstrang oder einen Stollen einzubauen. Er wird zweifellos auf der Strecke Mb alle aus dem Gestein hervorkommenden einzelnen Mineralwässer erschließen, er wird aber auch, je nach dem Vordringen in das Innere des Berges, die zweite wasserführende Schichte a S mit Süßwasser anschneiden. Im Querschnitte gesehen wird derselbe seinen Drainstrang oder Stollengemäß der Abb. 6 oder 7 liegen haben. Trotz noch so starkem Wiedereinstampfen des Ausfüllungsmaterials ist er aber wenigstens für den Anfang nicht in der Lage, dieser Ausfüllung jene Konsistenz zu geben, welche dieselbe im natürlichen Zustande hatte, und unvermeidlich wird es eintreten, daß längs des Randes zwischen natür-

lichem Boden und der Ausfüllung Wasser, wenn auch in noch so geringer Menge, sich gegen das saugende Drainrohr ergießen und mit dem in diesem vorhandenen, von unten aufgenommenen Mineralwasser vermengen. Bei einem Stollen oder Drainrohr Abb. 6 und 7 ist es unvermeidlich, daß die Ausfüllung nicht zwischen sich und der Stollenwand leere Räume hinterläßt, die durch das Nachfüllen, wenn auch nur in sehr feinen Haarrissen oder durch das schwer mögliche Einstampfen der Hinterfüllung in dem wegen Ausbau größeren Stollenvortriebe in größerer Form und in allen Fällen entstehen. Ist dann eine zweite Wasserschicht vorhanden, so wird zweifellos eine Vermengung des Süßwassers mit dem Mineralwasser eintreten.

Wenn statt des Stollens ein einfacher Brunnen Abb. 8, was die gewöhnlichste Art der Mineralwasserfassung ist, in Anwendung gelangt, tritt genau dasselbe ein, indem sich hier an der Außenseite des Brunnenkranzes in der Hinterfüllung die Wasser vermengen. Tritt endlich an die Stelle dieser drei Typen das so sehr beliebte Bohrloch, so denken Sie sich, daß gemäß Abb. 9 beim Bohren der Bohrer verschieden harte Schichten zu durchfahren hat, und daß je nach der Härte des Gesteins und je nach der Klüftung desselben, der Bohrer einmal mehr nach links, einmal mehr nach rechts abweicht und entgegen dem Glauben, statt einen vollkommenen Zylinder, eigentlich ein Loch von sehr unregelmäßiger Wandung erzeugt. Die Bohrröhren können Sie aber nur in dem kleinsten Durchmesser des Bohrloches hinabtreiben und von selbst entsteht ein spiralförmiger Spielraum, zwischen Bohrröhre und Bohrlochwand, bis in

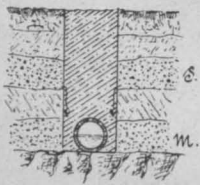


Abb. 6.

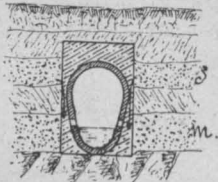


Abb. 7.

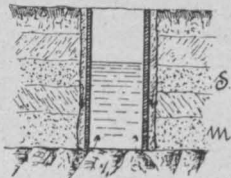


Abb. 8.

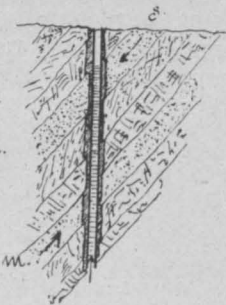


Abb. 9.

die Tiefe. Dann tritt aber auch hier ganz der gleiche Umstand ein, wie bei den übrigen drei Typen; es wird aus der einen Schichte Süß- und aus der anderen Mineralwasser austreten, den Weg in den Hohlräumen längs der Bohrröhre nach unten nehmen; beide werden vermengt am untersten Ende ihren Weg, im Verhältnisse des außerhalb der Röhre vorhandenen Überdruckes, in der Röhre nach aufwärts nehmen.

Dadurch sind eigentlich, meine Herren, die Mängel der bisher üblichen Erschließungsmethoden hinreichend charakterisiert, nachdem es auf diesem Wege nicht möglich ist, das in seinem, ich möchte sagen, Urzustande aus dem Gestein hervorquellende Mineralwasser, in gleichem Zustande zur Abfüllung und Versendung zu bringen. Diese Methoden sind daher in den meisten Fällen die eigentliche Ursache des Vermengens der Wildwässer mit dem Mineralwasser. So sehr diese Methoden daher dort anwendbar sind, wo die Qualität des Wassers eine gewisse Toleranz gestattet, so wenig sind selbe anwendbar, wo dies nicht statthaft ist.

Aber auch dort sind diese vier Methoden anwendbar, wo es sich um einen Verlust von wenigen Minutenlitern, sagen wir, nicht handelt und dieser Verlust auch im Werte des Wassers keine Rolle spielt. Da aber die Mineralwässer stets in bedeutend geringeren Quantitäten auftreten als die Süßwässer und überdies durch ihre Beschaffenheit einen ganz anderen Wert repräsentieren, so ist bei diesen Wässern jeder auch der geringste Verlust an solchem von Wichtigkeit und daher ein solcher Verlust ganz zu vermeiden.

Den Verlust der Wässer halten diese Methoden aber auch nicht auf, weil es z. B. bei einem Brunnen (Abb. 8)

ganz darauf ankommt, ob das Mineralwasser, das schon außerhalb des Brunnens verdünnt ist, im Brunnen nicht so hoch anstaut, bis es die Höhe der Süßwasserschichte *S* erreicht und dann geht es selbstverständlich in dieser Schichte mit dem Süßwasser in unbekannte Gegenden verloren.

Daraus entwickelt sich ein weiterer Scherrerscher Grundsatz, der ungefähr lautet:

3. Dort, wo das Mineralwasser im Laufe der Zeit nicht mehr in seiner ursprünglichen Quantität und Qualität zum Ausflusse gelangt, ist eine Veränderung eingetreten und diese kann sein:

a) eine natürliche, die durch auf natürlichem Wege erfolgende Vorgänge im Erdinnern entstanden ist oder

b) eine Veränderung durch künstliche Eingriffe.

Die Veränderung auf natürlichem Wege kann eine Beeinflussung der Qualität und der Quantität mit sich bringen, indem das austretende Mineralwasser die Oberfläche des Gesteins, somit am Übergange zur Überlagerung, dieses nach und nach zersetzt und im Laufe der Jahre diese Zersetzung eine solche Ausdehnung erreicht hat, daß sich über dem festen Gestein eine förmliche Sand- und Kies-schichte bildet (Abb. 5 *Mb*), die dann die Wasser leichter aufnimmt, auch leichter weiterleitet, und so Mineralwasser in dieser Schichte in weitere, tiefere Lagen des Terrains überführt und an anderer Stelle zum Ausflusse bringt.

Ist die zwischen dem Mineralwasser und dem Süßwasser liegende undurchlässige Schichte des Terrains schwächer, so ist es nicht ausgeschlossen, daß durch die Zersetzung dieser Schichte von unten durch Mineralwasser, von oben durch Süßwasser (Abb. 5 *Sa*) selbe endlich ganz verzehrt wird und die beiden Wässer auf diese Weise direkt schon im Terrain sich vermengen u. s. w.

Veränderungen auf künstlichem Wege sind obige Fassungsverfahren und werden auch am häufigsten durch den Einbau von Gebäudefundamenten, Röhrenleitungen, Kanälen u. s. w. hervorgerufen, wenn selbe ohne Beachtung der geologischen Beschaffenheit des Terrains und ohne Berücksichtigung des Quellenhorizontes zur Ausführung kommen, denn bei diesen Einbauten treten alle bei den vier Typen angeführten Mängel der Vermengung des Mineral- mit dem Süßwasser von selbst ein. Die Zersetzung des bespülten Materiales tut das ihrige dazu, und so kann das Wasser an den Wänden der Kanäle, Röhren und schließlich an den Fundamenten in ganz andere Gebiete geleitet werden, weil in der Länge der Zeit die verschiedensten Kontakte innerhalb der Schichtungen eintreten und immer neue Abflußrinnen geschaffen werden. Bei den geringen Quantitäten des Mineralwassers können diese natürlichen Veränderungen und künstlichen Eingriffe unter Umständen zur gänzlichen Einbusse des Mineralwassers führen.

Wenn daher Mineralwasser richtig gefaßt werden sollen, so stellt Scherrer den weiteren Grundsatz auf:

4. Der ursprüngliche Zustand des Terrains ist möglichst wieder herzustellen.

Daraus resultiert aber im vorhinein, daß alle Fundamente, welche unter den Quellenhorizont reichen, alle Kanäle, Röhrenleitungen, Schächte u. s. w. beseitigt werden müssen. Es ist rein sein Scharfblick, rein seine außerordentliche Begabung auf geologischem und quellentechnischem Gebiete in richtiger Weise zu erkennen, was davon stehen bleiben kann und was davon beseitigt werden muß. Derselbe Scharfblick gibt ihm den Mut, das Gestein, das sonst alle Geologen zu schonen wünschen, um angeblich ja das wasserführende Gestein nicht zu berühren und so

die Quellen zu beeinflussen, energisch anzuschneiden, um das Wasser in unverändertem Urzustande zu erhalten.

Wie er dies bewerkstelligt, das richtet sich selbstverständlich nach der geologischen Formation des Terrains, nach der Größe der natürlichen Veränderungen und nach dem Umfange der erfolgten künstlichen Eingriffe und schließlich nicht zum geringsten nach der chemischen Beschaffenheit des Mineralwassers, um das es sich jeweilig handelt. Verallgemeinern läßt sich seine Methode nicht, seine Erfahrung ist für den einzelnen Fall der richtige Wegweiser.

Es ist von vornherein außer Zweifel, daß ein Eisensäuerling anders behandelt sein muß, als ein Natronsäuerling; dieser wieder anders, als ein alkalisch muriatischer und alle diese wieder anders, als eine Thermalquelle u. s. w. und auch selbstverständlich, daß selbst innerhalb der allgemeinen Gruppen, in welche die Mineralquellen eingeteilt werden, jede Quelle gleichsam als ein Individuum, mit allen seinen speziellen Eigenschaften, für sich beobachtet, beurteilt und behandelt werden muß.

Wenn ich mir nun erlaube, Ihnen, meine Herren, seine Erschließungs- und Fassungsmethode des näheren zu erklären, so kann dies nur auf Grund eines allgemein gewählten Beispiels erfolgen.

Denken wir uns ein Terrain (Abb. 10), das sanft geneigt dem Tale zu abfällt, in dessen Innerem sich ein Steingebirge befindet, das Mineralwasser führend ist. In einem größeren Umkreise um die Quelle, soweit eben seine

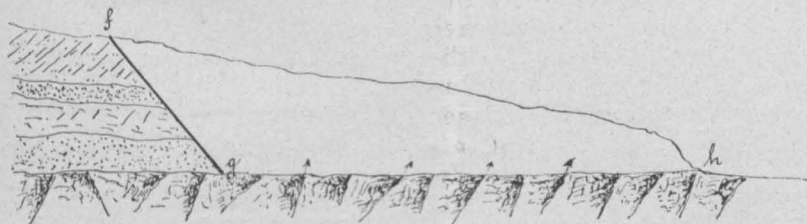


Abb. 10.

Ansicht dies für erforderlich hält, beseitigt derselbe alles was natürlich oder künstlich in seinem Urzustande gestört ist, daher das überlagernde Gebirge von Humus, Lehm, Ton u. s. w. und geht bis auf den Felsen hinab, dabei auch den vom Mineralwasser zersetzten und durchlässigen Stein abtragend und schafft sich dadurch eine Fläche *f, g, h* unverwitterten, kompakten Gesteines, wie derselbe im Urzustande sich im Erdinnern befindet. Dadurch schlägt er sich gleichsam das die Geheimnisse enthaltende Buch auf, er sieht genau die Schichtung, Lagerung, Klüftung des Mineralwasser führenden Gesteins und erhält auf diese Weise ohne Zweifel ein ganz anderes Bild als dies durch die üblichen Bohrungen möglich ist, umso mehr als die Mineralquellen an solchen Stellen zutage treten, an denen Störungen im Gebirge vorhanden sind. Es läßt sich ja nicht ein Bohrloch neben dem anderen in einem so dichten Verbande schlagen, daß man einen vollen Aufschluß erhalten könnte, abgesehen davon, daß man mit diesen Bohrlöchern nach dem oben Angeführten, nur lauter Kontakte zwischen den einzelnen Wässern erhält und den Zustand der Umgebung der Quelle nur verschlimmert.

Nicht nur daß durch dieses Freilegen und Aufdecken des Quellengebietes, seine Erfahrung, sein geologisches und quellentechnisches Wissen in die Schranken tritt und sein Handeln in eine bestimmte Richtung bringt, sondern auch die einzelnen Quellenausflüsse, wie selbe bei Mineralwässern in tausenden von kleinen Äderchen vorkommen, sie liegen frei vor ihm, denn bei jeder der Klüfte kommt ein mehr oder minder ergiebiges Wasserchen hervor.

Er untersucht diese Wässer auf ihre Qualität, indem er sich hiebei in den meisten Fällen auf die Massenanalyse

(Titration) beschränkt, gegebenen Falles aber auch eingehendere Analysen vornimmt, und so wird ihm nicht nur die Qualität des einzelnen Äderchens, sondern durch den meßbaren Ausfluß, auch die Quantität bekannt.

Ist das Terrain hinreichend aufgedeckt, dann schreitet er zur Fassung. Um diese Fassungsmethode zu geben, sei in Abb. 11 angenommen, daß z. B. in einer Felsenklüfte ein Mineralwasser hervortrete.

Es wird an dieser Stelle eine Vertiefung in den Felsen ausgeschrottet, in welche reiner, gewaschener Schotter, aus gegen das betreffende Mineralwasser möglichst widerstandsfähigem Stein, eingelegt und nachdem der seitliche Felsen auf seiner Oberfläche mit einem Zementüberzug versehen ist, eine halbkugelförmige Glocke aus Zinn aufgesetzt. Der Zementüberzug hat nicht etwa den Zweck von unten nach oben zu dichten, sondern den Vorteil, daß der später naß aufgestampfte Letten nicht in die Felsenklüfte tritt und das Wasser verunreinigt.

Diese Glocke hat eine senkrecht nach aufwärts gehende Röhre aus dem gleichen Materiale, die wieder in einer bestimmten Höhe eine seitliche, horizontal verlaufende Abzweigung besitzt. Mittels eines durch Hochstrahl betriebenen Körttingschen Ejektors wird nun das auftreibende

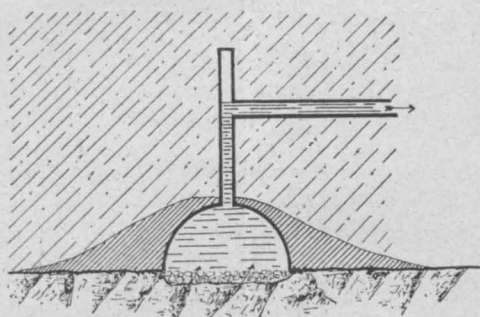


Abb. 11.

Mineralwasser in der Glocke solange niedergehalten, bis man auch über die Glocke eine stärkere Zementlage zu bringen imstande ist, die gegen den Auftrieb der Glocke schützen soll. Ist diese Zementlage erhärtet, wird der Letten, der vorher chemisch auf sein Verhalten zum Mineralwasser zu untersuchen ist, mit möglichst viel Wasserzusatz in plastischem Zustande in einer solchen Stärke aufgetragen und gestampft, als dies der örtlichen Lage, dem Wasserauftriebe und dem Quellenhorizonte entsprechend erforderlich ist. Nach dieser Arbeit zieht man den Ejektor heraus und mit diesem Augenblicke erfolgt der Anstau des Mineralwassers in der Glocke und wird so hoch vor sich gehen, bis er die horizontale Röhre erreicht und das Wasser in derselben zum Abflusse gelangt, womit sich dasselbe gleichsam in der Beherrschung des Technikers befindet.

In Ergänzung der vorhergegangenen Ausführungen ist einzuschalten, daß in einem Mineralwasser führenden Gestein gerade so gut auch Süßwasser vorkommen kann, und daß tatsächlich an solchen Stellen, die beiden verschiedenen Wässern voneinander getrennt zum Ausflusse gelangen. Wenn nun diese beiden Wässer gleichsam in einem Niveau, unmittelbar nebeneinander, getrennt zum Ausflusse gelangen, so ist damit aber auch ein Grundsatz Scherrers bewiesen, daß:

6. In einem Terrain von ursprünglichen Zustände, die einzelnen wasserführenden Schichten untereinander relativ dicht sind, d. h. sich die Wässer voneinander im Terrain von selbst scheiden.

Eine Vermengung dieser Wässer untereinander tritt also nur dann ein, wenn die oben geschilderten natürlichen

Veränderungen oder künstliche Eingriffe eingetreten sind, und wenn daher das hydrostatische Gleichgewicht der Wasser gestört wird; mit diesem neuen Grundsatz sind wir in die weitere Spezialisierung der Scherrerschen Theorien getreten, und dieser Grundsatz bildet, wie Sie später sehen werden, eine Pointe in seiner Arbeit.

Es wird Ihnen nach der schematischen Typendarstellung in Abb. 6–9 erklärlich erscheinen, daß mit dem Augenblicke, wo zwei wasserführende Schichten mit verschiedenen Wässern angeschnitten werden, ein Erguß von jener Schichte erfolgen muß, die einen Überdruck im Terrain besitzt. Gewiß ist aber auch für den Mineralwassertechniker, wie ich mich ausdrücken möchte, der Umstand, diese Wasser dauernd voneinander getrennt zu haben, der wichtigste Umstand und darf von ihm nicht außer acht gelassen werden. Nur dadurch erhält derselbe vor allem das Mineralwasser in der reinsten Beschaffenheit, daher besten Qualität, und nur dadurch leistet er dem Quellenbesitzer technisch, aber namentlich kommerziell einen vollkommenen Dienst, und nur dadurch erreicht er das Ideal der Fassung.

Wie erreicht nun dies Scherrer? Auf eigentlich sehr einfache Weise, und gerade in dieser einfachen Weise liegt die Schärfe des Denkens und der Beobachtung seinerseits. Denken wir uns also, wie schon erwähnt, es kämen auf der freigelegten nach obigen Prinzipien frei bearbeiteten Felsoberfläche zwei verschiedene Wässer, ein Süß- und ein

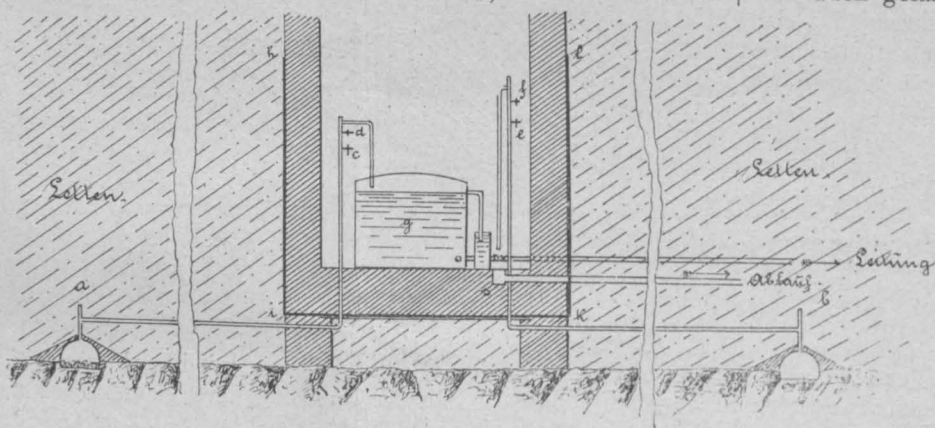


Abb. 12.

Mineralwasser hervor. Es ist dann nach den bisherigen Ausführungen möglich, jede einzelne Ausflußstelle, ob Süß- oder Mineralwasser, mit einer solchen Glocke zu versehen.

Sind diese Glocken, die eine verschiedene Zahl haben können, eingesetzt und derart eingebaut, so wird das Wasser aus jenen Glocken, welche nur Süßwasser enthalten und aus jenen, welche nur Mineralwasser enthalten, in je einer Röhre zusammengezogen und zu einem gewählten Platze geleitet, an dem künftig der eigentliche Quellenschacht zu situieren sein wird. Nur nebenbei erwähne ich, daß dieser Platz nicht immer gleichgültig ist, dagegen auch hier die jeweiligen Quellenverhältnisse und die Sachlage des Quellengebietes zu berücksichtigen sind. In diesem Schachte (Abb. 12) werden beide Zuleitungsrohre vorerst in die Höhe geführt, u. zw. vorläufig beliebig hoch und an denselben kleine Ablaufhähnen *c, d, e, f* angebracht.

Nach Maßgabe der erfolgenden Abdichtung des Quellenterrains, wird in diesen Röhren das Süß-, wie das Mineralwasser nach aufwärts steigen und jeweilig in den untersten, später in den darauffolgenden höher gelegenen Hähnen zum Abflusse gelangen.

Es wird nun zuerst der Ausfluß der die Mineralwasser führenden Röhre an dem untersten Hähnen auf seine Quantität und Qualität geprüft. Befriedigt die Prüfung und läßt dies die Beschaffenheit der Quellen zu, so wird das Hähnen geschlossen und der Auftrieb bis zum

zweiten Hähnen ausgenützt, dort werden abermals Quantität und Qualität untersucht u. s. w., bis bei einem derselben die beste Qualität und die größte Quantität erzielt sind. Dieser Höhenpunkt ist der natürliche Mineralquellenhorizont, und an dieser Stelle muß das Mineralwasser zum Ausflusse gebracht werden.

Die zweite Röhre wird schon von vornherein etwas höher geführt; auch an dieser wird mit dem Hähnen der Auftrieb des Wassers beobachtet; jedoch bei Ausfluß dieses Wassers in den jeweiligen Höhen, wird wieder das Mineralwasser ständig auf seine Quantität und Qualität geprüft. Solange sich diese letzteren beiden gleich verhalten, kann der Auftrieb des Süßwassers immer weiter ausgenützt werden; es wird aber dann ein Moment eintreten, bei welchem wahrscheinlicher Weise die Qualität sich verringern, die Quantität sich erhöhen wird. Damit ist dann erwiesen, daß das Süßwasser im Terrain Überdruck hat, und daher zum Mineralwasser irgend wo im Terrain Süßwasser zusitzt. Die so ermittelte Ablaufhöhe des Süßwassers muß daher verringert werden, bis das Mineralwasser wieder seine richtige Beschaffenheit hat; auf dieser Höhe hat dann der ständige Abfluß des Süßwassers zu erfolgen.

Wenn, wie ein Scherrerscher Grundsatz sagt, an diesem Terrain die Verhältnisse ursprünglich so waren, daß diese Wässer voneinander getrennt zum Abflusse gelangten und auch gelangen mußten, wenn selbe verschiedener Qua-

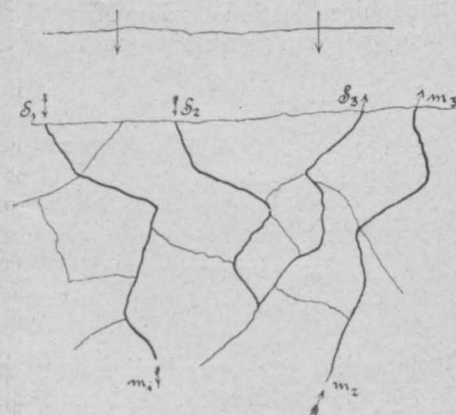


Abb. 13.

lität waren und wenn die quellentechnische Arbeit richtig vollführt ist, dann, meine Herren, ist durch diese Prozedur von nun ab das hydrostatische Gleichgewicht der beiden Wässer wieder hergestellt und wenn Störungen vermieden werden, wird dasselbe für immer weiterbestehen, daher die Wässer voneinander getrennt zum Abflusse gelangen. Die Örtlichkeit, bzw. deren Verhältnisse und der Unterschied im spezifischen Gewichte der Wässer kommen zur Wirkung, wie früher, solange die Quelle von Einflüssen unberührt in ihrem Urzustande vorhanden war.

Offen gestanden, meine Herren, haben wir Quellentechniker bisher mit einem Unterschiede im spezifischen Gewichte der Wässer, der sich manchmal doch nur in der 3.—4. Dezimale äußert, nicht gerechnet, und doch ist für Mineralquellen dieser Unterschied von einschneidender Wirkung. Scherrer berücksichtigt ihn, rechnet mit ihm, nützt ihn aus, behauptet und beweist durch verschiedene Fälle, daß er von besonderer Wichtigkeit ist, und liefert damit einen neuen Beweis seines eigenartigen Denkens. Er sagt, ganz richtig, daß es Pflicht des Technikers sei, die Natur mit ihren weisen Einrichtungen mehr zu benutzen als wie es die moderne Technik gerne tut, diese weisen Einrichtungen gleichsam gewaltsam zu durchbrechen und so statt etwas gut, unter Umständen noch schlechter zu machen als es war.

Zur Vervollständigung sei noch erwähnt, wie nun die zusammengezogenen Quellen, jede einzeln in einem Behälter

vereinigt werden. Die Süßwasser werden frei auslaufend durch den Sumpf s und das Ablaufrohr zum Ausflusse gebracht, die Mineralwässer werden in einen Kessel eingeführt, der einen Überlauf mit einem Topf als Siphon besitzt und von dem schließlich die Ableitung durch ein Rohr nach dem Verbrauchsorte erfolgen kann. Zur Isolierung wird dieser Quellschacht im Sinne der Abb. 12 mit einem Bleimantel h, i, k, l versehen.

Wenn die Quellen mit möglichstster Berücksichtigung und unter Wiederherstellung des ursprünglichen Zustandes gefaßt sind, dann, sagt Scherrer, daß das so gefaßte Wasser in stets gleicher Qualität und Quantität hervortreten muß.

Angenommen, es fiele auf ein Terrain (Abb. 13) Meteorwasser; dasselbe wird seinen Weg nach Maßgabe der Beschaffenheit des Gesteins in die Klüfte desselben finden, der Sauerstoff desselben wird eine Reaktion auf das Gestein ausüben, das Wasser beginnt neue Stoffe aufzunehmen und wird umso mehr solche Stoffe aufnehmen je weiter es in die Tiefe dringt, wird spezifisch schwerer werdend immer weiter in die Tiefe dringen, bis es durch Auslaugung jene Beschaffenheit hat, die notwendig ist, daß sich bei der nun zunehmenden Temperatur im Erdinnern, in dem Wasser Gase bilden. Das Wasser wird nun durch die Gasentwicklung in seiner Volumeneinheit spezifisch leichter werden, und es entsteht das umgekehrte Bestreben, das Wasser wird seinen Weg wieder nach aufwärts nehmen und, sagen wir, bei S_1 eingetreten, seinen Weg über m_1 nehmen und als Mineralwasser z. B. m_2 zurückkommen und bei m_3 austreten. Daß dieser Prozeß, bis das Wasser genau so viel Mineralbestandteile hat als es besitzt, nicht einen Tag schneller den anderen langsamer vor sich gehen kann, ist einleuchtend; es muß dieses Wasser einen bestimmten Weg eine bestimmte Zeit hindurch nehmen, und die vorhandene Größe der Klüfte mit der korrespondierenden Kapazität derselben, tut zu dieser Regelmäßigkeit das ihrige dazu, und das Wasser muß daher mit einer bestimmten Qualität gleichmäßig in Quantität zum Ausflusse gelangen, ohne Rücksicht darauf, ob auf dem Niederschlagsgebiete viel oder wenig Niederschläge erfolgen.

Es kann aber auch bei S_2 Wasser in das Terrain dringen, ohne in solche Tiefen und Mineralschichten zu kommen, daher Süßwasser bleiben, bei S_3 aus dem Terrain wieder austreten, womit gezeigt ist, daß Süß- und Mineralwässer nebeneinander bestehen und zum Ausflusse gelangen können.

Wenn hier die Fundamentalgrundsätze der Scherrer-

schen Theorie und Methode im allgemeinen gegeben sind, können diese Ausführungen selbstverständlich nicht den Anspruch auf Vollständigkeit machen, sind selbe doch nur das *ABC* seines Denkens und noch lange nicht mehr. Auf diese Fundamentalgrundsätze aufgebaut, kann man es schwer wagen, gleichsam schon ausgerüstet, an gleiche Werke zu schreiten, wie selbe Scherrer schon oft durchgeführt hat, denn jede Mineralquelle, weil von der anderen in ihrer Individualität grundverschieden, verlangt diese Fundamentalartikel entsprechend angepaßt, alle die täglichen, ja stündlichen Wahrnehmungen mit Geistesgegenwart benützt und eine Summe von Erfahrungen, um eben gut benützt zu werden. Zudem ist zu berücksichtigen, daß es sich bei Mineralquellen um das Erhalten, wenn nicht Verbessern eines gewöhnlich großen Vermögens, das jede Mineralquelle repräsentiert, handelt, daher gewiß nicht zum Geringsten ein persönlicher Mut dazu gehört, für ein solches Vermögen die Verantwortung zu übernehmen, und diesen Mut kann eben nur ein durch reiche Erfahrung gewonnenes Selbstvertrauen geben.

Mir wurde durch die Verhältnisse das Glück zuteil, in seiner Nähe, wenn auch nur in bescheidenstem Maße mitwirken zu können, und ich kann Ihnen, meine Herren, sagen, daß ich viel, viel dabei gelernt. Wie verändert sich manche in der Praxis gebräuchliche Fassungsmethode bei den Scherrerschen Grundsätzen auch bei Süßwässern. Bohren wir doch eine Unzahl von Löchern in das Erdinnere, um Grundwasser zu erschließen und vergessen darauf, daß wir dadurch nur den Kontakt zwischen den in verschiedenen Höhen vorhandenen Wässern herstellen, dadurch dieselben vermengen und schon von der Terrainoberfläche ab, die durch Düngung verunreinigten Wässer in kleineren oder größeren Quantitäten dem zu unterst liegenden, besten Wasser zuführen. Teufen wir doch Schächte und erstellen Brunnen in größere Tiefen und pumpen dieselben aus, annehmend, daß wir da nur immer das tiefst liegende Wasser schöpfen; durch den Brunnen selbst ist aber schon die Verbindung nach oben hergestellt, daher auch höhere Wässer uns zusitzen u. s. w.

Darüber, wie diese Scherrerschen Grundsätze auch von uns Süßwassertechnikern in jeder Weise berücksichtigt zu werden verdienen und wie er sich jeweilig bei Eisennatron- und anderen Säuerlingen, schließlich bei Thermen benimmt und wie er seine Rohrleitungen bezüglich der Dimension, der Richtung, des Gefalles je nach der Individualität der einzelnen Quelle steigend oder fallend einrichtet, wenn Sie gestatten, vielleicht ein anderes Mal.

Über Riemen und Riementriebe.

Von Fritz Krull, Zivil-Ingenieur, Paris.

Die hohe Bedeutung und Wichtigkeit, die die Riemen bei den großen Geschwindigkeiten der elektrischen Maschinen und schnelllaufenden Dampfmaschinen heute mehr als je haben, und die täglich wachsenden Ansprüche, die an dieses vorzügliche Kraftübertragungsmittel gestellt werden, dürften es gerechtfertigt erscheinen lassen, uns mit dem Gegenstande eingehend zu beschäftigen, umso mehr, als hinsichtlich der Riemen und Riementriebe selbst in Fachkreisen vielfach durchaus unrichtige Ansichten bestehen und fast durchgehends noch nach den alten, längst als falsch anerkannten Grundsätzen und Regeln gearbeitet wird.

Ihre Erklärung dürfte diese eigentümliche Erscheinung darin finden, daß man sich seit vielen Jahrzehnten daran gewöhnt hat, die Riemen als ein „teueres und unvorteilhaftes“ Kraftübertragungsmittel anzusehen, das man womöglich vermeiden und durch andere ersetzen müsse, dem man daher auch nicht die nötige Aufmerksamkeit schenkte.

Die von Morin, Rankine u. a. nach den Ergebnissen von Reibungsversuchen aufgestellten und in die

Lehrbücher übergegangenen Formeln ergaben für die Riemen und Riementriebe nur innerhalb enger Grenzen richtige Resultate, während außerhalb dieser Grenzen die Werte entweder zu klein waren, die Riemen also überanstrengt wurden und sehr bald zerstört waren, oder zu große Dimensionen, also zu teure Riemen ergaben. Der prinzipielle Fehler, der darin liegt, die Kraftübertragung durch den Riemen mit der Reibung des Riemens in wesentliche Abhängigkeit zu bringen, hat den Riementrieb in gewisser Weise in Verruf gebracht, da dieser Fehler naturgemäß zu ganz falschen Ergebnissen führen mußte.

Ein weiterer Grund dafür, daß der Entwicklung des Riementriebes in den Lehrbüchern nicht dieselbe Aufmerksamkeit geschenkt wurde wie den übrigen Organen, dürfte vielleicht auch darin zu suchen sein, daß sich die Verhältnisse und Vorgänge beim Riementriebe der theoretischen Untersuchung vollständig entziehen und die Ergebnisse und Regeln ganz ausschließlich Erfahrungs- und Beobachtungsergebnisse sind. Solche Angaben haben aber naturgemäß nur Wert, wenn dieselben von berufener Seite ausgehen.

Gehreckens gibt also für die bestimmten Verhältnisse (Riemengeschwindigkeit und Scheibendurchmesser)

bestimmte Zahlen, Koeffizienten, so daß allgemein die Gleichung gilt:

$$\text{Riemenbreite } b_{\text{cm}} = \alpha \cdot N_{\text{PS}},$$

$$\text{bezw. } b_{\text{cm}} = \beta \cdot P_{\text{kg}},$$

wo α und β bestimmte Koeffizienten sind.

Der Verfasser hat aus der Gehrckensschen Tabelle diese Koeffizienten α und β berechnet und dieselben in Tabelle 2 und Tabelle 3 zusammengestellt, die sich für die Berechnung der Riemen als recht vorteilhaft erweisen dürften.

Tabelle 2 gilt für die Riemenberechnung bei gegebener Pferdestärke N , also für die Formel $b = \alpha N$, und Tabelle 3 bei gegebener Spannung P , also für die Formel $b = \beta P$.

Für obiges Beispiel ist danach nach Tabelle 2:

$$\alpha = 0.44 \text{ und daraus } b = 0.44 \cdot 20 = 8.8 = 9 \text{ cm}$$

oder nach Tabelle 3:

$$\beta = 0.088 \text{ und daraus } b = 0.088 \cdot 100 = 8.8 = 9 \text{ cm.}$$

Die gefundenen Riemenbreiten werden auf halbe cm abgerundet.

Die Tabellen gelten für offene Riementriebe bei korrekter Ausführung und unter günstigen Verhältnissen, d. h. also unter der Voraussetzung, daß die Übersetzung ins Schnellere erfolgt; daß die Scheiben genau zentriert und ausbalanciert, sorgfältig abgedreht und richtig gewölbt (bezw. nicht gewölbt) sind; daß das Scheibenverhältnis ein normales, d. h. 1:1 bis 2:1, höchstens 5:1 ist; daß die Gipfel der Scheiben in wagrechter Linie oder höchstens in einem Winkel von 45° zu dieser liegen; daß der Wellenabstand ein angemessener ist, d. h. für Riemen unter 100 mm Breite nicht unter etwa 5 m, für Riemen über 100 mm Breite etwa 7 bis 10 m, so daß erstere Riemen 5 bis 10 cm durchhängen, breitere Riemen 10 bis 20 cm; daß das untere Trum das ziehende, das obere das gezogene (schlaife) ist; daß das verwendete Ledermaterial für die betreffende Geschwindigkeit und den betreffenden Scheibendurchmesser richtig gewählt wurde; daß der Scheibendurchmesser nicht geringer als etwa das 100fache der Riemendicke ist; daß die Riemendicke überall, besonders auch an der Verbindungsstelle, dieselbe ist; daß der Riemen überall gleiche Biegefähigkeit besitzt, auch in der Verbindungsstelle.

Die äußerste Grenze der Riemenbreite für einfache Riemen ist etwa 100 cm; doch ist dies sehr gewagt, da es kaum möglich ist, entsprechend breite Häute in guter Qualität zu beschaffen. Man sollte für einfache Riemen über 60 bis höchstens 70 cm nicht hinausgehen und von dieser Grenze ab Doppelriemen nehmen.

Dagegen soll man auch mit der Anwendung von Doppelriemen vorsichtig sein, da diese wohl das Doppelte und mehr kosten, aber nicht das Doppelte leisten. Bei Scheibendurchmessern unter 500 mm sind Doppelriemen durchaus zwecklos, da sie bei Scheiben von so kleinem Durchmesser durchaus nicht mehr leisten als einfache Riemen.

Mehrfache Riemen sind absolut zu vermeiden, selbst wenn dadurch der errechnete Doppelriemen sehr breit werden würde.

Der größte Wellenabstand bei Riementrieben ist 15 bis höchstens 18 m.

Für Verhältnisse, die von den normalen Verhältnissen abweichen, sind die Werte obiger Tabellen zu ändern.

Die wichtigsten derartigen Verhältnisse sind die folgenden:

1. Gekreuzte Riemen werden berechnet wie offene Riemen, u. zw. als einfache Riemen; für schnellen Lauf und größere Kräfte sind sie zu vermeiden.

2. Halbkreuzriemen werden berechnet wie offene Riemen, u. zw. als einfache Riemen, jedoch ist die Riemenbreite um etwa 25% größer zu nehmen, als die Tabelle sie ergibt, d. h. also z. B. statt 30 cm eine Breite von 37 cm. Oder ein Riemen, der als offener Riemen nach der Tabelle 40 PS übertragen würde, soll als Halbkreuzriemen nur mit 30 PS beansprucht werden. Dabei soll der Wellenabstand wenigstens viermal Scheibendurchmesser oder zwanzigmal Riemenbreite betragen. Die Riemen Geschwindigkeit kann kaum zu groß angenommen werden.

3. Kegelscheibentriebe. Die Riemen sind als einfache Riemen zu berechnen, da die Kegelscheibentriebe für größere Kräfte zu vermeiden sind. Bei offenen Kegelscheibentrieben werden die nach den Tabellen errechneten Breiten um etwa 50% vergrößert, bei gekreuzten Kegelscheibentrieben um etwa 25%. Die Riemen Geschwindigkeit kann kaum zu groß gewählt werden.

4. Winkeltriebe mit Leitrollen. Die Riemen sind als einfache Riemen zu berechnen, weil Winkeltriebe für größere Kräfte zu vermeiden sind; die gefundene Breite ist um etwa 25% zu vergrößern. Außerdem darf nicht die gegebene Belastung der Berechnung zugrunde gelegt werden, sondern es muß eine um etwa $\frac{1}{3}$ höhere angenommen werden; sollen also z. B. 20 PS durch einen Winkeltrieb übertragen werden, so muß die Berechnung des Riemens für etwa 27 PS durchgeführt werden.

5. Bei Übersetzungen ins Langsamere (z. B. bei Antrieben durch rasch laufende Elektromotoren) sind die nach den Tabellen gefundenen Riemenbreiten, dem Scheibenverhältnisse, d. h. dem umspannten Bogen entsprechend, um 15% bis 40% zu vergrößern. — Die treibende Scheibe soll (womöglich) nicht unter 500 mm, besser nicht unter 1000 mm sein.

6. Bei Riemen in feuchten Räumen sind die errechneten Breiten um $\frac{1}{3}$ zu vergrößern. — Kleine Scheibendurchmesser sind zu vermeiden.

7. Bei Riemen, die schon von Anfang an eine größere Spannung verlangen, wie z. B. bei Walzwerken, vertikalen Riementrieben, sind die berechneten Breiten um 10% bis 20% zu vergrößern.

Berechnet man unter Zugrundelegung der Werte der Tabellen 2 und 3 die Beanspruchung pro 1 cm^2 Riemenquerschnitt, so ergeben sich die in der Tabelle 4 gegebenen Werte.

Tabelle 4: Beanspruchung in kg per 1 cm^2 Riemenquerschnitt.
(Die Riemendicke bei einfachen Riemen zu 5 mm, bei Doppelriemen zu 12 mm angenommen.)

Für einfache Riemen													Für Doppelriemen				
Bei einem Scheibendurchmesser in mm	100	200	300	400	500	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	500	800	1000	1500	2000
Bei einer Riemen- geschwindigkeit in m/Sek.																	
3	4	6	7.6	9	10	11.4	12	12.4	12.8	13.2	13.6	14	6.7	7.7	8.33	9.2	10
5	5	8	10.4	12.4	14	16	17	17.6	18.2	18.8	19.4	20	7.5	9	10	11.3	12.5
10	6	10	12.4	14.4	16	18.8	20	20.8	21.6	22.4	23.2	24	8.33	10.4	11.7	14.2	16.7
15	6	11	13.8	16.2	18	20.8	22	22.8	23.6	24.4	25	26	9.2	11.7	13.3	15.8	18.3
20	6.9	12	15.2	18	20	22.8	24	24.8	25.6	26.4	27.2	28	10	12.5	14.2	17.5	20.8
25																	
und mehr	7	13	16.4	19.6	22	24.8	26	26.8	27.6	28.4	29.2	30	10.8	13.3	15	18.3	21.7

Einige Beispiele mögen die Tabellen 2, 3 und 4 erläutern:

1. Welche Breite muß ein Riemen haben, der 85 PS bei 15 m/Sek. auf einer Scheibe von 1800 mm Durchm. übertragen soll?

Nach Tabelle 2 ist $\alpha = 0.4$; demnach die Riemenbreite $b = 0.4 \cdot 85 = 34 \text{ cm}$.

Die Beanspruchung ist hierbei nach Tabelle 4: 25 kg/cm².

2. Welche Breite müßte derselbe Riemen haben, wenn er 85 PS bei 25 m/Sek. auf einer Scheibe von 2000 mm Durchm. übertragen soll?

Nach Tabelle 2 ist $\alpha = 0.2$; demnach die Riemenbreite $b = 0.2 \cdot 85 = 17 \text{ cm}$.

Die Beanspruchung ist hierbei nach Tabelle 4: 30 kg/cm².

3. Dieselbe Pferdezahl sei bei nur 5 m/Sek. auf einer Scheibe von nur 500 mm Durchm. zu übertragen; wie groß muß die Riemenbreite sein?

Nach Tabelle 2 ist $\alpha = 2.15$; demnach die Breite $b = 2.15 \cdot 85 = 183 \text{ cm}$.

Da aber diese Breite als einfacher Riemen nicht mehr ausführbar ist, so muß man nach Tabelle 2 für Doppelriemen rechnen und hat dann: $\alpha = 1.67$ und daraus $b = 1.67 \cdot 85 = 142 \text{ cm}$.

Die Beanspruchung ist hierbei nach Tabelle 4 für Doppelriemen: 7.5 kg/cm².

4. Wie viel Pferde überträgt ein einfacher Riemen von 53 cm Breite auf einer Scheibe von 2000 mm Durchm. bei 20 m/Sek. Riemen Geschwindigkeit?

Nach Tabelle 2 ist $\alpha = 0.265$; demnach $53 = 0.265 x$; daraus $x = 200 \text{ PS}$.

Die Beanspruchung ist dabei nach Tabelle 4: 28 kg/cm².

5. Wie viel Pferde überträgt derselbe Riemen bei nur 3 m/Sek. auf einer Scheibe von nur 400 mm Durchm.?

Nach Tabelle 2 ist $\alpha = 5.55$; demnach $53 = 5.55 x$; daraus $x = 9.5 \text{ PS}$.

Die Beanspruchung ist dabei nach Tabelle 4: 9 kg/cm².

Aus den Tabellen geht nun hervor, daß die Leistung eines Riemens mit dem Scheibendurchmesser und der Riemen Geschwindigkeit wächst, eine Wahrnehmung, die nicht überraschen kann. Denn mit wachsendem oder abnehmendem Scheibendurchmesser wird der Biegungswiderstand, also der Effektverlust kleiner oder größer, demnach der geleistete Effekt selbst also größer oder kleiner. Ebenso muß eine Steigerung der Riemen Geschwindigkeit eine Vergrößerung des Effektes herbeiführen, da sich bekanntlich $\frac{N}{N_1}$ wie $\frac{v}{v_1}$ verhält.

Überraschen muß es aber, daß die Vergrößerung des Effektes in einem weit höheren Maße erfolgt, als die Verminderung des Biegungswiderstandes und die Geschwindigkeitssteigerung es erwarten lassen. Wächst der Scheibendurchmesser allein von 100 mm auf 2000 mm, also auf das 20-fache, so wächst dadurch die Riemenleistung auf das $3\frac{1}{2}$ - bis $4\frac{1}{2}$ -fache; und wenn nur die Geschwindigkeit von 3 m/Sek. auf 25 m/Sek., also auf das 8-fache zunimmt, wächst die Riemenleistung auf das 18-fache; bei gleichzeitiger Vergrößerung von Scheibendurchmesser und Riemen Geschwindigkeit aber von 100 mm bei 3 m/Sek. auf 2000 mm bei 25 m/Sek. wächst die Riemenleistung sogar auf das 62-fache.

Diese überraschende Tatsache führt zu dem Schlusse, daß bei der Kraftübertragung durch Riemen bei der Hervorbringung der Leistung noch andere Ursachen mitwirken müssen, die sich der Beobachtung entziehen, die aber für die Arbeitsleistung des Riemens nicht bloß von

größter Bedeutung sind, sondern offenbar das eigentliche Wesen derselben ausmachen.

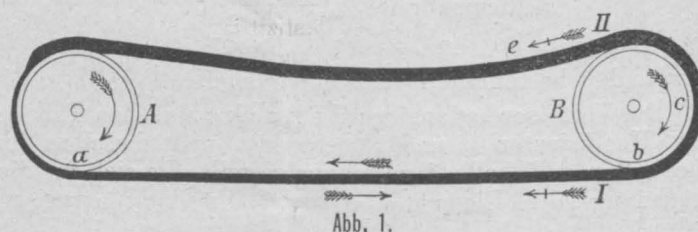


Abb. 1.

Die Spannungsvorgänge im Riemen dürfte Abb. 1 veranschaulichen. Denkt man sich die treibende Scheibe A in der Richtung der gefiederten Pfeiler gedreht, so wird das zwischen A und der getriebenen Scheibe B liegende Riemenzentrum \overline{ab} gespannt, da die Reibung des Riemens auf A den Riemen auf der sich drehenden Scheibe A festhält, ihn also verlängert. Diese Spannung setzt sich in der Richtung des ungefederten Pfeiles im Riemen fort und bringt die Scheibe B in Bewegung, überträgt also damit die Arbeit von A auf B. Wenn bei dieser Bewegung nun die Geschwindigkeit, mit der die Spannung im Riemen (in der Richtung des ungefederten Pfeiles) fortschreitet, so groß ist, daß sie die Bewegungsgeschwindigkeit des in der Richtung des gefiederten Pfeiles (also in der entgegengesetzten Richtung) laufenden Riemens um so viel übertrifft, daß sie noch über die Scheibe B hinaus und in das lose Trum gelangt, etwa bis zum Punkte e, so wirken offenbar auf die Scheibe B zwei Kräfte: die Zugspannung I (\leftarrow) im Sinne der Drehrichtung, also fördernd, und Spannung II (\leftarrow) entgegen dem Sinne der Drehrichtung, also hemmend. Je größer die hemmende Kraft II ist, je weiter also der Punkt e über die Scheibe B hinausgelangt, desto ungünstiger wird es, während umgekehrt die hemmende Kraft II und damit der Widerstand wegfallen würde, wenn der Punkt e, bis zu dem die Riemen Spannung bei der Bewegung des Riemens sich im Riemen fortpflanzt, beim Laufe des Riemens nicht über den Punkt c hinausgelangt. Diesen Grenzfall würde also Abb. 2 darstellen, wo e in c liegt. Bei diesem Grenzfall würde der Zugspannung I keine hemmende Kraft II gegenüberstehen, die Zugspannung I also gerade voll zur Geltung kommen. Und je mehr die Verhältnisse von dem in Abb. 1 dargestellten Zustande aus diesem in Abb. 2 gegebenen Grenzzustande sich nähern, in desto höherem Grade muß die Riemenleistung wachsen, eben weil sie um die Leistung vermehrt wird, die bis dahin durch die Hemmung verloren ging.

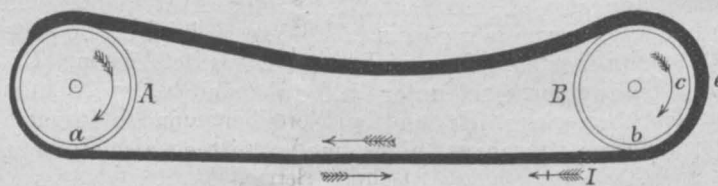


Abb. 2.

Es ist nun offenbar, daß die Lage des Punktes e von zwei Faktoren abhängt: 1. von der Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Spannung im Riemen, die in der Richtung des ungefederten Pfeiles sich bewegt, und 2. von der Bewegungsgeschwindigkeit der Riemen selbst, der in der Richtung des gefiederten Pfeiles, also entgegengesetzt, sich bewegt. Je kleiner die Fortpflanzungsgeschwindigkeit ist, desto mehr Zeit gebraucht die Spannung, eine Strecke zu durchlaufen, wird aber in der gleichen Zeit weniger weit vorrücken können. Ebenso muß der Punkt e aber auch mit wachsender Riemen Geschwindigkeit immer weiter zurückschrücken.

Die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Spannung hängt nun aber von der Elastizität des Riemens ab und ist desto kleiner, je größer die Elastizität ist. Der Punkt *e* wird daher umso weniger weit vorrücken, je elastischer der Riemen ist.

Hienach bilden also den **Kernpunkt des Riemenbetriebes**:

1. Die Elastizität des Riemenmaterials und die Verwendung und Behandlung des Riemens in der Weise, daß die Elastizität desselben möglichst erhalten bleibt, und

2. eine möglichst große Riemengeschwindigkeit.

I. Die Riemengeschwindigkeit.

Über diesen Gegenstand hat Gehrckens sehr interessante Versuche angestellt, deren Ergebnis ist, daß es vorteilhaft ist, die Riemengeschwindigkeit groß zu wählen, zu 30, 40, 50 und mehr Metern pro Sekunde, möglichst aber nicht unter 20 bis 25 m.

Auf der Hamburger Ausstellung 1889 hatte er einen 290 mm breiten Doppelriemen auf einer Scheibe von 800 mm Durchm. mit einer Geschwindigkeit von 40 m/Sek. laufen und betrieb damit anstandslos die die Hauptfontaine speisende Zentrifugalpumpe.

Ferner hatte er auf der Pariser Weltausstellung einen nur 50 mm breiten und nur 3.1 mm starken (also 1.55 cm² haltenden) Riemen ausgestellt, der bei 66.2 m/Sek. Geschwindigkeit auf einer etwa 3000 mm messenden Scheibe 80 PS übertrug, also 52 PS pro 1 cm² Riemenquerschnitt, bei einer Beanspruchung von rund 60 kg/cm².

Und auf Grund seiner Beobachtungen und Erfahrungen ist Gehrckens der Überzeugung, daß diese ganz bedeutende Leistung und die angewendete Geschwindigkeit noch nicht das äußerste sind, was zu erreichen und mit Vorteil zu verwenden ist. Bei den großen Umfangsgeschwindigkeiten von bis 70 m/Sek., die z. B. die Schwungräder der heutigen schnelllaufenden Dampfmaschinen aufweisen, könnten diese Schwungräder sehr wohl zu Riemenscheiben ausgebildet und der Effekt mit Vorteil durch Riemen übertragen werden. Eine 300-pferdige Maschine würde bei einem Riemenscheiben-Schwungrad-durchmesser von 4500 mm und 220 Umdrehungen pro Minute eine Umfangsgeschwindigkeit von rund 50 m/Sek. ergeben und für die Übertragung des Effektes von 300 PS einen einfachen Riemen von höchstens 40 cm Breite verlangen, wobei bei 5 mm Riemendicke, also 20 cm² Riemenquerschnitt, auf 1 cm² Riemenquerschnitt nur 15 PS und eine Beanspruchung von 22.5 kg/cm² kommen würden, also bedeutend weniger, als nach den Gehrckensschen Versuchsergebnissen zulässig ist.

Und in der Tat sind größere Riemengeschwindigkeiten heute nicht mehr bloße Versuchswerte, sondern bereits Zahlen des praktischen Betriebes. So hatten die Hauptbetriebsmaschinen der Pariser Weltausstellung Riemengeschwindigkeiten von 29, 40, 42, 45 m/Sek. bei einer Leistung von 5.3 bis 7.7 PS pro 1 cm² Riemenquerschnitt. Ebenso empfiehlt auch Radinger 28 m/Sek. als die vorteilhafteste Riemengeschwindigkeit.

Leider aber bilden derartige hohe Geschwindigkeiten bei Riemenbetrieben, statt daß sie die Regel sein sollten, immer noch nur ziemlich vereinzelte Ausnahmen. Es kann nicht genug auf die hohe Bedeutung großer Geschwindigkeiten und großer Scheiben hingewiesen werden, deren Anwendung nicht nur

leichtere und daher billigere Riemen zur Folge hat, sondern die Riemen auch weniger und günstiger beansprucht, außerdem besonders noch die ganze Anlage (Welle, Lager, Riemenscheibe etc.) leichter und wesentlich billiger gestaltet.

Wo bei den heute üblichen Geschwindigkeiten von 10 m/Sek., 15 m/Sek. ein breiter und schwerer Doppelriemen nötig ist, würde man bei Anwendung höherer Geschwindigkeiten anstandslos mit einem viel weniger breiten und leichteren einfachen Riemen auskommen, der bedeutend weniger kostet und außerdem weniger beansprucht wird, also länger läuft.

Würde man z. B. 300 PS auf einer Scheibe von 2000 mm Durchm. mit nur 10 m/Sek. übertragen wollen, so würde Tabelle 2 bei $\alpha = 0.63$ (für einfache Riemen) eine Riemenbreite von 189 cm ergeben; da diese Breite bei einfachen Riemen nicht mehr ausführbar ist, so müßte man $\alpha = 0.375$ (für Doppelriemen) nehmen und bekäme einen Doppelriemen von 112.5 cm Breite. Bei einer Riemengeschwindigkeit von 15 m/Sek. würde die nach Tabelle 2 mit $\alpha = 0.225$ (für Doppelriemen) errechnete Riemenbreite des Doppelriemens schon nur noch den Wert von 67.5 cm haben, also bereits bedeutend geringer sein. — Würde man die Riemengeschwindigkeit aber zu 25 m/Sek. annehmen (die doch immer noch als niedrig anzusehen ist), so würde man nach Tabelle 2 für $\alpha = 0.2$ (für einfache Riemen) einen einfachen Riemen von nur 60 cm Breite bekommen, der als einfacher Riemen noch herstellbar ist. Ginge man aber mit der Riemengeschwindigkeit weiter (z. B. auf 40 m/Sek.), und vergrößerte man auch noch gleichzeitig den Scheibendurchmesser (z. B. auf 3000 mm), so würde man, wenn man analog den Werten der Tabelle 2 den Koeffizienten α für diese Verhältnisse $= 0.14$ (für einfache Riemen) annimmt, für den einfachen Riemen eine Breite von nur 42 cm bekommen, der bei 5 mm Riemendicke also 21 cm² Querschnitt, für 1 cm² mit etwa 15 PS und mit 27 kg/cm², also immer noch gering, belastet wäre.

Wo also bei 10 m/Sek. und 2000 mm Durchm. ein schwerer Doppelriemen von 112.5 cm Breite erforderlich ist, genügt bei 40 m/Sek. und 3000 mm Durchm. ein leichter einfacher Riemen von nur 42 cm. Dabei ist der Doppelriemen wenigstens 12 mm dick, der einfache etwa 5 mm; der Doppelriemen hat also 135 cm² Querschnitt, der einfache nur 21 cm²; das Gewicht der Doppelriemen ist daher etwa das siebenfache der einfachen.

Gewicht und Dicke eines Riemens sind aber die unangenehmsten Faktoren beim Riemenbetriebe. Daß außerdem der Preis des Riemens von ihnen abhängt, braucht wohl kaum erwähnt zu werden; der Doppelriemen des obigen Beispiels würde etwa das zehnfache des einfachen kosten.

Die Beanspruchung pro 1 cm² wäre bei dem Doppelriemen etwa 2.2 PS., bzw. 16.7 kg, also weit unter dem Werte, mit dem Leder beansprucht werden kann, bei dem einfachen Riemen dagegen etwa 15 PS, bzw. 27 kg/cm², so daß also hier der Riemen weit besser ausgenützt wird. Dabei aber wird der pro 1 cm² mehr belastete einfache Riemen doch mehr geschont als der Doppelriemen, weil der dünne einfache Riemen beim Lauf auf der Scheibe wegen des größeren Durchmessers der Scheibe (3000 mm) weniger gebogen wird und seine Fasern wegen der geringeren Riemendicke (5 mm) weit weniger gestreckt werden, als dies bei dem Doppelriemen der Fall ist, der bei 12 mm Riemendicke auf einer Scheibe von 2000 mm Durchm. läuft.

(Schluß folgt.)

Vermischtes.

Personal-Nachrichten.

Der Kaiser hat die Einteilung des Herrn Oberstleutnant Alois Harl, Genie-Direktor in Peterwardein, zur Truppendienstleistung beim Infanterieregiment Edler v. Horsetzky Nr. 98 bei Belassung im Geniestabe angeordnet und ernannt Herrn Konter-Admiral Julius v. Ripper, Kriegshafen-Kommandant in Pola, zum Vize-Admiral.

Der Minister des Innern hat Herrn Rudolf Reich, Bau-Adjunkt der niederösterreich. Statthalterei, zum Ingenieur im Ministerium des Innern ernannt.

Die Errichtung eines Zentral-Rangierbahnhofes in Wien. Dienstag den 24. v. M. hielt Herr Ministerialrat i. P. Franz Gustav Schäfer im Sitzungssaale der n.-ö. Handels- und Gewerbekammer einen sehr beifällig aufgenommenen Vortrag über die Schaffung eines Zentral-Güterzugs- und Rangierbahnhofes in Wien. Der Vortragende führte aus, daß der stetig wachsende Wiener Güterverkehr in den beteiligten Kreisen den lebhaften Wunsch nach einer Zentralisierung des Rangierdienstes wachgerufen habe, und legte den Mitgliedern der Verkehrssektion der Kammer ein äußerst interessantes, im Detail ausgearbeitetes Projekt vor, welches die Errichtung eines Zentral-Güterbahnhofes in einem dem Industriezentrum der Zukunft zunächst gelegenen Gebiete in Aussicht nimmt. Die Wiener Handelskammer wird das Projekt des Herrn Ministerialrat Schäfer, insbesondere hinsichtlich der voraussichtlich zu präliminierenden Kosten, zum Gegenstande eingehender Studien machen und sodann der k. k. Eisenbahnverwaltung geeignete Vorschläge erstatten.

Deutsches Museum. Die Stadtgemeinde München, welche dem Museum bereits einen herrlichen Bauplatz von 36.000 m² im Werte von mehreren Millionen Mark zusicherte, hat einen weiteren bedeutungsvollen Schritt getan, um den Neubau des Museums zu verwirklichen. Der Magistrat und das Kollegium der Gemeindebevollmächtigten haben nämlich einstimmig beschlossen, zu den Baukosten für das Deutsche Museum einen Zuschuß von einer Million Mark unter der Voraussetzung zu leisten, daß die weiterhin erforderlichen M 6.000.000 vom Reiche, vom bayerischen Staate und aus industriellen Kreisen aufgebracht werden. Die Stadt hat hiemit das in der Gründungssitzung am 28. Juni 1903 gegebene Versprechen der Unterstützung und Förderung in glänzendster Weise eingelöst und das Möglichste getan, um dieser wichtigen deutschen Nationalanstalt in Münchens Mauern eine würdige Heimstätte zu bereiten.

Durch den Herrn Ministerpräsidenten v. Podewils wurde für den Neubaufonds des Deutschen Museums der Betrag von M 20.000 von einem Spender überwiesen, welcher ungenannt bleiben will. Die Gesamtsumme der bis jetzt für den Museumneubau gestifteten Gelder beträgt ungefähr M 1.600.000.

Herr Bankier Theodor Waitzfelder in München hat sich bereit erklärt, für das Treppenhaus des Museums ein großes Gemälde zu stiften. Dasselbe soll die berühmte Vorführung der sogenannten Magdeburger Halbkugeln durch Otto v. Guericke auf dem Reichstage zu Regensburg im Jahre 1652 darstellen. Guericke demonstrierte damit die von ihm entdeckte enorme Wirkung des Luftdruckes, indem er zeigte, daß zwei große luftleer gepumpte Halbkugeln durch die Kraft von acht Paar Pferden nicht auseinandergezogen werden konnten. Der denkwürdige Versuch bildete, wie jetzt allgemein anerkannt wird, die Grundlage zur Erfindung der Dampfmaschine und damit den Ausgangspunkt der gesamten Technik der letzten Jahrhunderte.

Internationaler Straßen- und Kleinbahn-Verein. Der nächste Kongreß, bzw. die Hauptversammlung dieses Vereines wird im Jahre 1906 in Mailand gleichzeitig mit der internationalen Ausstellung von Transportmitteln stattfinden. Die Tagesordnung umfaßt die folgenden Fragen: Normalien für Gleichstrombahnmotoren; mechanische Bremsen für elektrische Straßenbahnen; Normalprofil der Straßenbahnwagen; die höchstzulässigen Geschwindigkeiten der Kleinbahnen; Oberbau der Kleinbahnen: Schienenlänge, vergossene und geschweißte Stöße (Falk, Goldschmidt), versetzte Schienenstöße,

Vermeidung des Lösens der Laschenschrauben; Dampfturbinen für elektrischen Bahnbetrieb; neueste Fortschritte auf dem Gebiete des elektrischen Straßenbahn- und Kleinbahnbetriebes; Sauggasanlagen und Sauggasmotoren für Betriebszwecke bei Straßenbahnen und Kleinbahnen; Geleisebau der innerstädtischen Straßenbahnen; Speisung größerer Straßenbahnnetze; Wagenstromzähler; Reinigung des Speisewassers für die Lokomotivkessel.

Zusammenstellung der bisherigen Leistungen beim Baue der großen Alpentunnels am Schlusse des Monats September 1905.

Art der Leistung (Längen in m)	Tunnel .. Seite ..	Bosruck (lang 4770 m)		Tauern (lang 8526 m)		Karawanken (lang 7076 m)	
		Nord	Süd	Nord	Süd	Nord	Süd
1. Sohlstollen.	Stollenlänge am 31. Aug.	2171.8	2469.7	3444.1	1020.5	—	—
	Monatsleistung	—	—	153.6	23.4	—	—
	Stollenlänge am 30. Sept.	2171.8	2469.7	3597.7	1043.9	—	—
	Gesteinsart, Festigkeitsverhältnisse, Druckerscheinungen, Art der Bohrung u. s. w.	1)	2)	3)	4)	5)	—
2. Firststollen.	Gesamtleistung am 31. Aug.	2166	2268	1194	—	—	—
	Monatsleistung	—	40	62	—	—	—
	Gesamtlänge am 30. Sept.	2166 ⁶⁾	2308 ⁷⁾	1256	—	—	—
3. Vollausbruch.	Gesamtleistung am 31. Aug.	1688	1861	963	—	4675	2828
	Monatsleistung	—	—	59	—	131	45
	Gesamtleistung am 30. Sept.	1688	1861	1022	—	4806	2873
	In Arbeit am 30. Sept.	474	424	76	—	81	54
4. Mauerung der Widerlager und des Gewölbes.	am 31. Aug.	426	312	67	—	163	72
	Gesamtleistung am 31. Aug.	1680	1861	920	—	4633	2675
	Monatsleistung	—	—	48	—	75	72
	Gesamtleistung am 30. Sept.	1680	1861	968	—	4708	2747
5. Sohlen- und Gewölbe.	In Arbeit am 30. Sept.	480	376	29	—	98	128
	am 31. Aug.	392	264	29	—	43	144
	Gesamtleistung am 31. Aug.	1036	64	310	—	500	1439
	Monatsleistung	—	—	—	—	96	188
6. Kanal.	Gesamtleistung am 30. Sept.	1036	64	310	—	596	1627
	In Arbeit am 30. Sept.	—	—	—	—	12	72
	am 31. Aug.	—	—	—	—	8	126
	Gesamtleistung am 31. Aug.	1496	855	758	—	3418	1591
7. Tunnelröhre vollendet.	Monatsleistung	98	—	48	—	241	—
	Gesamtleistung am 30. Sept.	1594	855	806	—	3659	1591
	In Arbeit am 30. Sept.	80	—	—	—	330	—
	am 31. Aug.	—	—	—	—	48	533
7. Tunnelröhre vollendet.	Gesamtleistung am 31. Aug.	76	131	704	—	1592	1565
	Monatsleistung	—	—	80	—	948	—
	Gesamtlänge am 30. Sept.	76	131	784	—	2540	1565

¹⁾ Der Vortrieb des Sohlstollens ist seit 19. Mai eingestellt. Die Wassermenge am Mundloche fiel von 250 auf 230 Sek.-/l. Nachträglich Deckenschutz bis vor Ort.

²⁾ Der Vortrieb des Sohlstollens ist seit 17. Mai eingestellt. Die Wassermenge aus dem Sohlstollen, von 260 auf 240, am Mundloche von 430 auf 400 Sek.-/l. gefallen. Bei normalem Betriebe Sohlstolleneinbau bis 2420 m fortgesetzt, Firststollen völlig gasfrei.

³⁾ Granitgneis wenig gebankt, kompakt, hart, zerklüftet, trocken. Kein Druck, kein Einbau. Wassermenge 11–25 Sek.-/l. 3–4 Brandtsche Druckwasserbohrmaschinen.

⁴⁾ Gneis, wenig zerklüftet, Brust und Decke meist trocken. Kein Druck, kein Einbau. Handbohrung.

⁵⁾ Wasserabfluß am Mundloche 10–20 Sek./l.; hier und da Einbauwechselungen im Sohl- und Firststollen.

⁶⁾ Vortrieb eingestellt seit 26. August.

⁷⁾ Grauschwarzer, graphitführender Dolomit.

Magistrats-Verordnung.

Vom Wiener Magistrat wurde auf Grund des Ansuchens des Herrn Anton Tutsch, IX Währingerstraße 61, die Verwendung der von ihm erzeugten Deckenschalung aus Gips und gemahlenem Kork, welche mit einem Jutegewebe und einem verzinkten Drahtnetze auf die Deckenkonstruktion aufgebracht wird, bei der Herstellung von Hochbauten im Gemeindegebiete von Wien bedingungsweise als zulässig erklärt. Diese Bedingungen liegen in der Vereinskasse zur Einsicht auf.

Wettbewerb.

Der Verlag des Profanbau (J. J. Arnd, Leipzig, Salomonstraße 10) beabsichtigt, für die von demselben zu beziehenden Inserattexte künstlerisch ausgeführte Vorlagen zu erlangen. Die durch die Inserate beabsichtigte Wirkung kann erreicht werden durch eigenartige Schrift, durch besondere Umrahmung oder durch charakteristische Illustration, sowie durch geschickte Gruppierung mehrerer Inserate neben- oder untereinander. Die Entwürfe müssen in Federzeichnung schwarz auf weiß in Strichmanier ausgeführt sein, so daß sie sich in Zinkhochätzung wiedergeben lassen. Die Größe der Darstellung ist den Bewerbern freigestellt; doch ist darauf Rücksicht zu nehmen, daß die Zeichnungen auf Seitenbreite von 19 cm oder Spaltenbreite von 9 cm verkleinert werden sollen und in dieser Größe wirkungsvoll bleiben. Die größte zur Verfügung stehende Fläche ist 19 × 34 cm. Für die von den Preisrichtern als beste Lösungen anerkannten Entwürfe sind M 300 ausgesetzt. In Aussicht genommen sind: ein erster Preis von M 150, ein zweiter Preis von M 100, ein dritter Preis von M 50. Dem Preisgericht bleibt es indessen anheimgestellt, die Preissumme in drei andere Preise zu zerlegen. Der Verlag behält sich vor, weitere Entwürfe für je M 25 anzukaufen. Die prämierten und angekauften Entwürfe gehen in das Eigentum des Verlages über, welcher damit auch das alleinige Vervielfältigungsrecht erwirbt. Preisrichter sind: 1. Professor Max Seliger, Leipzig, 2. Architekt Richard Landé, Leipzig, 3. Verlagsbuchhändler Ernst Reisner, in Firma J. J. Arnd, Leipzig. Sämtliche Entwürfe sind bis zum 15. Dezember 1905, abends 6 Uhr, bei dem genannten Verlage, mit einem Kennworte versehen, einzureichen. Ein verschlossenes Kuvert mit gleichem Kennworte soll den Namen des Verfassers enthalten. Entscheidungstermin ist der 31. Dezember 1905. Die nicht prämierten oder angekauften Entwürfe stehen den Bewerbern bis zum 1. April 1906 zur Rückforderung zur Verfügung.

Vergebung von Arbeiten und Lieferungen.

1. Für die Niveausherstellung auf dem Margaretengürtel im V. Bezirke von der Matzleinsdorferstraße bis zur verlängerten Kohl-gasse gelangen die erforderlichen Erdarbeiten im veranschlagten Kostenbetrage von K 9700 im Offertwege zur Vergebung. Angebote sind bis 4. November l. J., vormittags 10 Uhr, beim Magistrat Wien einzureichen. Vadium 5%.

2. Wegen Vergebung der Lieferung von Holländern und Gashähnen im veranschlagten Kostenbetrage von K 12.298 findet am 8. November l. J., vormittags 10 Uhr, im Bureau der Verwaltungsdirektion der städtischen Gaswerke in Wien, I Doblhoffgasse 6, eine öffentliche schriftliche Offertverhandlung statt. Kostenvoranschlag, Vorschriften und Muster können bei der genannten Direktion eingesehen werden. Vadium 5%.

3. Der Ortsschulrat Stallhofen, Bezirk Voitsberg (Steiermark), vergibt im Offertwege für den neuen Schulhausbau die erforderlichen Maurer-, Zimmermanns-, Tischler-, Schlosser-, Glaser-, Anstreicher-, Steinmetz-, Spengler- und Hafnerarbeiten. Angebote sind bis 9. November l. J. an den genannten Ortsschulrat zu richten. Pläne, Kostenanschläge und Baubedingnisse liegen im Schulhause in Stallhofen zur Einsicht auf. Vadium 10%.

4. Für den Bau der Leichenhalle für infektiöse Leichen am Wiener Zentralfriedhofe gelangen die erforderlichen Erd- und Baumeisterarbeiten (einschließlich der Demolierung der alten Objekte) im veranschlagten Kostenbetrage von K 154.652 90 und K 5000 Pauschale sowie die Lieferung der hydraulischen Bindemittel im veranschlagten Kostenbetrage von K 10.525 im Offertwege zur Vergebung. Angebote sind bis 10. November l. J., vormittags 10 Uhr, beim Magistrat Wien, Abteilung X, einzubringen. Pläne, Kostenanschlag und Bedingnisse liegen beim Stadtbauamt zur Einsicht auf. Vadium 5%.

5. Wegen Vergebung der Lieferung von 2200 Stück fünf-flammigen, 900 Stück zehnflammigen, 900 Stück zwanzigflammigen, 250 Stück dreißigflammigen, 140 Stück fünfzigflammigen, 60 Stück

sechzigflammigen, 20 Stück achtzigflammigen, 60 Stück hundertflammigen, 20 Stück hundertfünfzigflammigen und 10 Stück zweihundertflammigen geeichten nassen Gasmessern findet am 11. November l. J., vormittags 10 Uhr, im Bureau der Verwaltungsdirektion der städtischen Gaswerke in Wien (I Doblhoffgasse 6) eine öffentliche schriftliche Offertverhandlung statt. Plan, Bedarfsausweis und Vorschriften können bei der genannten Direktion eingesehen werden.

6. Die beim Baue des Leichenhauses im Farkasréter Friedhofe in Budapest erforderlichen Arbeiten und Lieferungen im veranschlagten Gesamtkostenbetrage von K 50.341 44 werden im Offertwege vergeben. Angebote sind bis 14. November l. J., vormittags 10 Uhr, beim Magistrat Budapest einzureichen. Offertformulare sind beim städtischen Ingenieuramt erhältlich, woselbst auch die bezüglichen Pläne eingesehen werden können.

7. Die Gemeinde Hadersfeld, N.-Ö., vergibt die Herstellung einer Wasserleitung im veranschlagten Kostenbetrage von K 25.000. Angebote sind bis 14. November l. J. bei dem Gemeindeamt Hadersfeld (Post Greifenstein), N.-Ö., einzubringen, woselbst auch die Generalprojekte zur Einsichtnahme aufliegen.

8. Die Direktion der k. u. Staatsbahnen in Budapest vergibt im Offertwege die Lieferung und Installation der zur elektrischen Beleuchtungseinrichtung des Aufnahmsgebäudes der Station Pozsony benötigten Beleuchtungskörper und Utensilien. Die Offertverhandlung findet am 15. November l. J. statt.

9. Wegen Lieferung von Maschinen (Hobel-, Fräs-, Feil- und Bohrmaschinen) für die Ingenieurschule in Bilbao findet am 19. November l. J. eine Offertverhandlung statt. Angebote sind zu richten an die Junta de Patronato de la Escuela Especial de Ingenieros Industriales in Bilbao.

10. Vergebung der Wasserleitungsinstallations- und Kanalisationsarbeiten beim öffentlichen Krankenhause in Székely im veranschlagten Gesamtkostenbetrage von K 28.695 31. Angebote sind bis 20. November l. J., vormittags 10 Uhr, beim Vizeregentsamt in Székely-Udvarhely einzureichen. Pläne, Kostenanschlag und Bedingnisse können beim dortigen k. u. Staatsbauamt eingesehen werden.

11. Seitens der k. k. Staatsbahnen gelangt die Lieferung und Aufstellung neuer Eisenkonstruktionen samt der Ausschlebung und Abmontierung der bestehenden Eisenkonstruktionen, einschließlich der erforderlichen Gerüste, im öffentlichen Offertwege zur Vergebung, u. zw. a) für die Murbrücke Km 212 5/7 der Strecke Amstetten—Pontafel mit 2 × 47 745 m Stützweite und zirka 295 t Eisengewicht; b) für die Murbrücke Km 223 7/9 der Strecke Amstetten—Pontafel mit 2 × 48 270 m Stützweite und zirka 294 t Eisengewicht und c) für die Murbrücke Km 259 7/9 der Strecke Amstetten—Pontafel mit 2 × 51 460 m Stützweite und za. 356 t Eisengewicht. Angebote sind bis 23. November l. J., mittags 12 Uhr, beim Hilfsamte der k. k. Staatsbahndirektion Villach einzureichen. Detailpläne, Gewichtsberechnungen und Bedingnisse liegen bei der Abteilung 3, Gruppe für den Unterbau, der genannten Direktion zur Einsicht auf. Vadium für a) und b) je K 7500, für c) K 9000, zusammen K 24.000.

Eingelangte Bücher.

Die folgenden Werke wurden der Bibliothek von Herrn Ing. J. Deutsch gespendet.

10.341 *Rapport sur la forme et le mode de construction du barrage du gouffre d'Enfer, sur le Furens, et des grands barrages en général.* Par M. Graeff. 80. 88 S. m. 2 Taf. Paris.

10.342 *On the Application of cast and wrought Iron to Building purposes.* By W. Fairbairn. 80. 183 S. m. 2 Taf. London 1854.

10.343 *The practical American Millwright and Miller.* By de Craik. 80. 432 S. m. Abb. London 1871.

10.344 *A Treatise on Land-Surveying.* By M. Gillespie. 80. 424 S. m. Abb. New York. 1860.

10.345 *Tavole Tacheometriche.* Dell V. Soldati. 80. 413 S. Bologna 1888.

10.346 *Praktische Anleitung zum Erdbau.* Von L. Henz. 80. 291 S. m. 17 Taf. 2. Aufl. Berlin 1868.

10.347 *Die fossilen Kohlen Österreichs.* Klassifiziert nach ihrem Formationsalter und Brennwerte Von K. Ritter v. Hauer. 80. 318 S. Wien 1865.

10.348 *Die Anéroïde von Naudet und Goldschmid, ihre Einrichtung und Theorie, ihr Gebrauch beim Höhemessen und Nivellieren.* Von F. Höltschl. 80. 248 S. m. 7 Abb. Wien 1872.

10.349 *Einkleitung in die theoretische Physik.* Von V. v. Lang. 80. 566 S. m. Abb. Braunschweig 1873.

10.350 *Die barometrischen Höhenmessungen.* Von Dr. R. Rühlmann. 80. 133 S. m. 6 Taf. Leipzig 1870.

10.351 *Handbuch der Hydraulik.* Von F. d'Aubuisson de Voisins. Deutsch bearbeitet von Th. Fischer. 80. 567 S. m. 4 Taf. Leipzig 1835.

10.352 *Theorie und Bau der Wasserräder.* Von F. Redtenbacher. 40. 264 S. m. 25 Taf. 2. Aufl. Mannheim 1858.

10.353 *Siebenstellige gemeine Logarithmen der Zahlen von 1–10.800 und Sinus, Cosinus, Tangenten und Cotangenten aller Winkel des Quadranten von zehn zu zehn Sekunden.* Von Dr. L. Schrön. 80. 11. Aufl. Braunschweig 1871.

Geschäftliche Mitteilungen des Vereines.

TAGESORDNUNG

Z. 547 v. 1905.

der 1. (Geschäfts-)Versammlung der Tagung 1905/1906

Samstag den 4. November 1905.

1. Beglaubigung des Protokolles der Geschäftsversammlung vom 29. April l. J.
2. Veränderungen im Stande der Mitglieder.
3. Mitteilungen des Vorsitzenden.
4. Antrag des Verwaltungsrates auf Zuwendung einer Spende für das Studentenheim der Hochschule für Bodenkultur. (Berichterstatte Herr Kasseverwalter Ober-Inspektor Karl Scheller.)

Hierauf Vortrag des Herrn Baurat Wolfgang Freiherr v. Ferstel: „Internationale Ziele der elektrischen Vollbahntraktion“.

Zur Ausstellung gelangen jüngst der Vereinsbibliothek einverleibte Werke und durch die Kunstverlagsanstalt H. Weber: Bildnisse hervorragender Techniker.

Nach der Versammlung findet die erste gesellige Zusammenkunft in der Restauration des Vereinshauses statt.

Fachgruppe für Gesundheitstechnik.

Mittwoch den 8. November 1905.

1. Mitteilungen des Vorsitzenden.
2. Vortrag des Herrn Dr. Hans Phiesing, Mitglied der kgl. preuß. Versuchsanstalt für Wasserversorgung und Abwasserbeseitigung in Berlin: „Über Müllverwertung, insbesondere nach dem Dreiteilungsverfahren“.

Fachgruppe der Berg- und Hüttenmänner.

Donnerstag den 9. November 1905.

1. Mitteilungen des Vorsitzenden.
2. Vortrag des Herrn Professor Alfons Müller: „Die geschichtliche Entwicklung des innerösterreichischen Bergbaues“.

Verzeichnis der Vortragsabende:

Samstag den 11. November 1905.

Diskussion über die neuen Hafenbauten von Triest.

Samstag den 18. November 1905.

Vortrag des Herrn Oberkommissär Max Singer: „Die Tauernbahn“.

Samstag den 25. November 1905.

Vortrag des Herrn Inspektor Dozent Vincenz Pollack: „Erfahrungen über den Lawinenverbau in Österreich“.

Samstag den 2. Dezember 1905.

Vortrag des Herrn Ingenieur kaiserl. Rat Fr. Křížik: „Über die auszuführenden Versuchsfahrten mit elektrischen Lokomotiven auf der Wiener Stadtbahn“.

Samstag den 9. Dezember 1905.

Vortrag des Herrn Regierungsrat Prof. Dr. E. Schwiedland: „Wirtschaftsgeschichtliche Wandlungen und soziale Interessen“.

Samstag den 16. Dezember 1905.

Vortrag des Herrn Baurat W. Rubin: „Der Bau des Lateralkanales von Wraňan nach Hořin“.

Samstag den 23. Dezember 1905.

Vortrag des Herrn Geheim. Regierungsrat Professor Dr. Alois Riedler: „Über Schiffshebewerke“.

Alle Versammlungen beginnen um 7 Uhr abends, wenn nicht eine andere Stunde angegeben ist.

Von der

Z. 549 v. 1905.

Ghega-Stiftung des Österr. Ingenieur- und Architekten-Vereines

ist mit 1. Oktober 1905 ein Studien-Stipendium von K 600 erledigt und neuerdings zu verleihen. Das Verleihungsrecht steht in diesem (XLI.) Falle der k. k. priv. Südbahn-Gesellschaft zu.

Zum Genusse dieses Stipendiums sind ordentliche Hörer der k. k. Technischen Hochschule in Wien ohne Unterschied der Nationalität oder Religion oder der Abteilung berufen, in welcher sie sich den Studien widmen.

Die Bewerber müssen Staatsbürger der österreichisch-ungarischen Monarchie sein; kommen sie von der Mittelschule, so haben sie sich mit einem Zeugnisse über die bestandene, nicht wiederholte Maturitäts-Prüfung, oder falls an der betreffenden Realschule Maturitäts-Prüfungen nicht bestehen sollten, über den guten Erfolg auszuweisen, mit welchem sie alle Jahrgänge der Ober-Realschule und die Aufnahmeprüfung an der k. k. Technischen Hochschule in Wien zurückgelegt haben.

Bewerber, welche bereits als ordentliche Hörer der k. k. Technischen Hochschule ein oder mehrere Jahre den Studien obgelegen sind, haben für jedes der Bewerbung vorausgegangene Studienjahr ein den akademischen Gesetzen vollkommen gemäßes Betragen und einen guten Fortgang in so vielen Unterrichtsgegenständen nachzuweisen, daß die Gesamtzahl der wöchentlichen Stunden mindestens fünfzehn beträgt, wobei je zwei Übungs- oder Zeichnungs-Stunden als eine Stunde zu rechnen sind. Von der Erfüllung dieser Bedingungen ist auch der Fortgenuß des Stipendiums abhängig. Den nächsten Anspruch auf das Studien-Stipendium der Ghega-Stiftung haben Söhne von Beamten und Angestellten der österreichischen Eisenbahn-Unternehmungen, sowie der (ehem.) k. k. priv. Theißbahn-Gesellschaft, und zwar unter gleichen Umständen die weniger bemittelten Bewerber.

Die Genußdauer eines Studien-Stipendiums der Ghega-Stiftung beträgt in der Regel nur so viele Jahre als erforderlich sind, das von dem Studierenden gewählte Fach zurückzulegen, bezw. das begonnene zu beenden. Doch kann in besonderen Fällen (§ 11 des Stiftbriefes) das Stipendium für das Jahr der strengen Prüfungen belassen werden.

Der Wechsel in der Zuständigkeit für die Verleihung begründet jedoch keinen Wechsel im Vorzuge der Söhne von Beamten oder Angestellten der im einzelnen Falle zur Verleihung berechtigten Bahnverwaltungen.

Gesuche um Verleihung dieses Stipendiums sind an den Österr. Ingenieur- und Architekten-Verein, Wien, I. Eschenbachgasse 9, zu richten und daselbst versiegelt bis 1. Dezember 1905 einzureichen; in der Vereins-Kanzlei kann Einsicht in den Stiftbrief genommen werden.

Wien, 27. Oktober 1905.

Österr. Ingenieur- und Architekten-Verein:

Der Vereins-Vorsteher:

Das Verwaltungsrats-Mitglied:

Gerstel.

Dr. Franz Kapoun.

Fachgruppen-Versammlungen der Tagung 1905/1906.

Fachgruppe	Novbr.	Dezbr.	Jänner	Februar	März	April
Architektur und Hochbau (Dienstag)	21.	5., 19.	9., 23.	6., 20.	6., 20.	3.
Bau- u. Eisenb.-Ingenieure (Donnerstag)	16., 30.	14.	4., 18.	1., 15.	1., 15., 29.	—
Berg- und Hüttenmänner (Donnerstag)	9., 23.	7., 21.	11., 25.	8., 22.	8., 22.	5.
Bodenkultur-Ingenieure (Freitag)	—	—	—	—	—	—
Chemie (Montag)	27.	18.	15.	10. Samstag.	12.	—
Elektrotechnik (Montag)	13., 27.	11.	8., 22.	5., 19.	5., 19.	2.
Gesundheitstechnik (Mittwoch)	8.	13.	10., 24.	7., 21.	14., 28.	—
Maschinen-Ingenieure (Dienstag)	30. Donnerstag.	12.	16., 30.	13.	13., 27.	10., 24.

An den mit fetter Schrift bezeichneten Tagen findet die Versammlung im großen Saale statt.

Der heutigen Nummer liegt der dritte Bogen des „Vortrags-Zyklus über moderne Chemie“ bei (Fortsetzung zu Nr. 6 l. J.).

ZEITSCHRIFT DES ÖSTERREICHISCHEN INGENIEUR- UND ARCHITEKTEN-VEREINES.

Nr. 45.

Wien, Freitag, den 10. November 1905.

LVII. Jahrgang.

Alle Rechte vorbehalten.

Über Riemen und Riementreibe.

Von Fritz Krull, Zivil-Ingenieur, Paris.

(Schluß zu Nr. 44.)

II. Die Riemendicke.

Je dünner ein Riemen ist, desto geringer ist sein Widerstand gegen Biegung, desto geringer also auch der beim Lauf des Riemens um die Scheibe durch den Biegungswiderstand hervorgerufene Effektverlust.

Die Riemen sind daher möglichst dünn zu nehmen und doppelte Riemen nur dann zu verwenden, wenn einfache Riemen zu breit werden würden (also von etwa 60 cm Riemenbreite ab). Mehrfache Riemen vermeide man überhaupt, auch wenn die Riemen als Doppelriemen dadurch eine bedeutende Breite bekommen würden. Denn Riemendicke und Riemengewicht sind die unangenehmsten kraftfressenden Faktoren des Riemetriebes.

Die Scheiben müssen einen der Riemendicke entsprechenden Durchmesser haben, der nicht unter dem 100fachen der Riemendicke sein sollte. Ist der Riemen für eine Scheibe zu dick, so staucht er sich auf der Laufläche und wirft Falten, die sich abschleifen und dadurch auf der Laufseite Risse bilden. Besonders bei Doppelriemen sind die Scheiben recht groß zu wählen.

Es ist eine falsche Ansicht, daß mit der Riemenbreite auch die Riemendicke zunehmen müsse.

Schwerste Ochsenhäute haben auf eine Breite bis etwa 10 cm zu beiden Seiten des Rückgrats eine Stärke von etwa 5 mm; von hier ab wächst die Dicke allmählich bis auf 8 bis 9 mm, die die Haut in etwa 40 cm Abstand vom Rückgrat hat.

Hieraus folgt, daß aus dem „Mittlrücken“ einer Haut (Riemenbahn) geschnittene einfache Riemen nur etwa 20 cm breit sein und als einfache Riemen nur eine Dicke von 5 mm haben können; stärkere einfache Riemen sind aus dem „Mittlrücken“ nicht zu beschaffen. Ebenso können Doppelriemen, wenn beide Lagen desselben aus dem Mittlrücken geschnitten sind, höchstens eine Dicke von 10 mm haben. Aus den Seitenteilen einer Haut dagegen, deren Mittlrücken einfache Riemen von 5 mm Dicke liefert, kann man auch einfache Riemen von etwa 20 cm Breite schneiden, die etwa 8 mm dick sind. Bei derartigen, aus den Seitenteilen geschnittenen Riemen haben aber die Fasern eine verschiedene Lage und Spannung, so daß derartige Riemen nur für langsameren Lauf (etwa bis 10 m/Sek.) verwendet werden können, weil bei langsamerem Lauf die Fasern Zeit haben, Lage und Spannung auszugleichen. Schnellaufende Riemen (mit mehr als 10 m/Sek. Geschwindigkeit) dagegen soll man nur aus dem „Mittlrücken“ der Riementafel schneiden, weil nur hier die Fasern parallel liegen und gleiche Spannung haben. Durch eine entsprechende Zurechtung ist es aber möglich, die Lage und Spannung der Fasern noch in einem Abstände bis etwa 20 cm vom Rückgrat so auszugleichen, daß sie annähernd gleich sind und schnellaufende Riemen daher bis zu etwa 40 cm Breite aus der Mitte der Kerntafel geschnitten werden können; die mittlere Stärke eines einfachen derartigen, symmetrisch aus der Mitte der Kerntafel herausgeschnittenen bis 40 cm breiten Riemens würde etwa 6 mm sein.

Für Lichtmaschinen, Desintegratoren, Ventilatoren und ähnliche Zwecke, wo schnurgerader, absolut ruhiger Lauf und große Geschwindigkeiten (45 m/Sek. und mehr) verlangt werden, sind die Riemen also nur aus dem Mittlrücken (mit der Wirbelsäule als Längsachse des Riemens) zu schneiden, weil nur dieser Hautteil, wie bemerkt, parallel laufende Fasern von gleicher Spannung und rechts und links gleiche Dehnungsverhältnisse hat, so daß nur dieser Hautteil als breiter Riemen absolut gerade läuft und an beiden Kanten gleichmäßig arbeiten kann.

Dagegen eignen sich die aus den Seitenteilen der Haut geschnittenen Riemen für Geschwindigkeiten bis etwa 10 m/Sek., da bei derartigen geringen Geschwindigkeiten die Faserspannungen Zeit haben, sich auszugleichen. Solche Riemen aus den Seitenteilen der Haut haben eine größere Dicke und können bis etwa 20 cm breit sein. Sehr gut sind diese Riemen aus den Seitenteilen der Haut ihrer größerer Dicke wegen zu Riemen für Los- und Festscheibentreibe.

Ganz besonders aber sind diese Riemen aus den Seitenteilen der Haut zu Halbkreuztrieben zu verwenden, weil Lage und Spannung der Fasern in diesen Hautteilen schon von Natur am besten den eigentümlichen Bewegungs- und Spannungsverhältnissen entsprechen, wie sie bei den genannten Betrieben vorliegen. Aus demselben Grunde sind auch die Riemen für Kegelscheibentreibe aus den Seitenteilen zu nehmen, und zwar entsprechend der Konizität der Scheiben mehr oder weniger von der Mitte entfernt.

Bemerkt sei bei dieser Gelegenheit, daß man durch unnatürliche Schwellung sehr dicke Leder erzeugen kann, deren Zellen mit Gerbmateriale vollgestopft werden, so daß solches schwammiges Leder fest und kernig erscheint. Ein derartiges Vorgehen, das nur den Zweck hat, beim Kauf nach Dicke des Leders den Preis niedrig erscheinen zu lassen, ist für Riemenzwecke natürlich durchaus zu verwerfen, geradeso wie die künstliche Gewichtsvermehrung durch Füllung mit Schwerspat, Traubenzucker etc., die demselben Zwecke der Täuschung beim Kaufe nach Gewicht dient.

Mit der ursprünglichen Dicke der Haut ist die Dicke des Leders durchaus nicht identisch, noch viel weniger aber hat sie mit deren Stärke, Zähigkeit und Tragfähigkeit zu tun.

An dieser Stelle dürfte es angezeigt sein, einige Worte über das Riemenmaterial, das Rindsleder selbst, seine Herkunft und Verarbeitung zu sagen.

Die Beschaffenheit der Rohhaut ist von sehr vielen Faktoren abhängig: der Rasse, dem Geschlecht, der Pflege, dem Futter, dem Alter, der Lebensweise, dem Gesundheitszustande, dem Aufenthaltsorte des Tieres u. s. f.

Niederungsvieh liefert vorzügliche Häute für schnellaufende Riemen, Bergvieh für schwere Riemen. Das beste Material für Treibriemen soll ein auf Grasboden großgezogener vierjähriger Ochs liefern.

Die besten Häute für Treibriemen liefert Deutschland; auch England hat gute Häute, während die anderen

europäischen Staaten, die viel Viehzucht betreiben, wie Rußland, Ungarn, ebenso Südamerika, Asien, Australien und Afrika für Riemenzwecke taugliche Häute nicht liefern, weil die Tiere dort nicht sorgfältig genug gepflegt werden. Aus demselben Grunde hat auch Nordamerika gutes Material für Treibriemen nicht in genügender Menge und bezieht einen großen Teil seiner Rohhäute für Riemenzwecke trotz des Eingangszolles von 15% aus Deutschland.

Hinsichtlich der Gerbung ist für Treibriemen die saure Grubengerbung mit Eichenlohe mit mehrfachem Lohewechsel und recht langer Gerbdauer (1½ Jahre und mehr) anzuwenden. Auch hinsichtlich des Gerbmateri als steht Deutschland mit seinen Eichschälwaldungen obenan; England und Nordamerika haben nicht genug Eichwald.

Extrakt-Gerbung hat sich für Treibriemenzwecke nicht bewährt.

Über Chromgerbung sind die Ansichten noch sehr geteilt und liegt genügend Erfahrungsmaterial noch nicht vor. Nach den neueren Ergebnissen und Mitteilungen soll dieselbe jetzt für Riemenzwecke brauchbare Leder liefern, was bei den Vorzügen, die Chromleder dem loharen Leder gegenüber haben soll (doppelt so große Zugfestigkeit, größere Elastizität und Geschmeidigkeit, höherer Reibungskoeffizient), sehr zu wünschen wäre.

Die Herstellung der flachen Kerntafel (Abb. 3) aus der faßähnlich gewachsenen Haut ist Sache des Zurichters. Die fertigen Häute werden in den renommierten Riemenfabriken auf Festigkeit und Elastizität geprüft und danach klassifiziert. Es ist die Kunst der Riemenfabrikanten, das für einen bestimmten Zweck richtige Leder auszuwählen und die Bahnen den richtigen Stellen der Kerntafel zu entnehmen; auf diese Auswahl und die Behandlung des Leders wird in guten Riemenfabriken die größte Sorgfalt verwendet.

Die ausgeschnittenen Bahnen werden ins Wasserbad gebracht und dann auf die Bahnen-Streckbänke. Durch das Strecken ändert sich die Form der Lederbahn und muß abermals zugerichtet werden. Hierauf wird die Bahn in noch feuchtem Zustande mit animalischem Fett geschmiert und auf dem Trockenboden zum Trocknen aufgehängt. Es ist eine eigentümliche Erscheinung, daß Leder im trockenen Zustande animalisches Fett nur schwer annimmt, gut dagegen in feuchtem Zustande. Dabei dringt in dem Maße, wie das Wasser verdunstet, das Fett ein. Mineralöle dagegen dringen leicht ein, schaden aber dem Leder, sind also zu vermeiden.

Die so vorbereiteten Bahnen werden dann rechtwinklig abgekantet und angeschärft und nun durch Leimen (bezw. Nähen, s. unten) miteinander verbunden. Der Riemen kommt dann unter die Riemenpresse und hierauf auf die Einlaufmaschine, wo er unter zirka 100 kg/cm² Spannung einläuft.

Vor der früher häufig, auch heute wohl hie und da noch vorkommenden Gewohnheit, die Ledertafel in einer renommierten und vertrauenswürdigen Gerberei zu kaufen und dann aus dieser Tafel in einer Sattlerei oder vom Fabriksriemer die Treibriemen herstellen zu lassen, muß dringend gewarnt werden.

Denn obwohl man dadurch allerdings die Gewähr hat, ein gutes Ledermaterial zu besitzen, so ist damit noch lange nicht auch die Güte des Riemens garantiert, weil diese wenigstens in ebenso hohem Grade von der sachgemäßen Verarbeitung des Leders abhängt, die ganz besondere Einrichtungen und Maschinen und eine spezielle Erfahrung verlangt und in entsprechender Weise nur in Riemenfabriken möglich ist. Allein der Umstand, daß man in Amerika schon viel früher als bei uns die Riemen in Spezialfabriken fabriksmäßig unter Anwendung besonderer Maschinen etc. herstellte, ist ja der Grund gewesen, daß die amerikanischen Treibriemen und Riementriebe so lange den unserigen überlegen waren, nicht aber etwa eine bessere

Qualität des amerikanischen Materiales oder die Überlegenheit der in Amerika für die Riemenberechnung allgemein angewendeten Roperschen Formel. Heute, wo man auch bei uns großartig eingerichtete Riemenfabriken hat, stehen unsere Riemen den amerikanischen nicht nur nicht nach, sondern übertreffen sie.

III. Die Scheiben.

Die Scheiben müssen leicht, genau zentriert und ausbalanciert, sauber abgedreht und von glatter Oberfläche sein.

Der Scheibendurchmesser sei möglichst groß.

Bei Übersetzungen ins Langsamere nehme man die kleinere Scheibe (womöglich) nicht unter 500 mm; besser nicht unter 1000 mm.

Mit dem Wellenabstande kann man bei Riementrieben bis auf 15 bis 18 m gehen.

Die treibenden Scheiben sind nicht gewölbt (ballig), sondern zylindrisch herzustellen, weil der schon im gespannten Zustande ankommende und auflaufende Riemen durch die Wölbung noch mehr gespannt werden

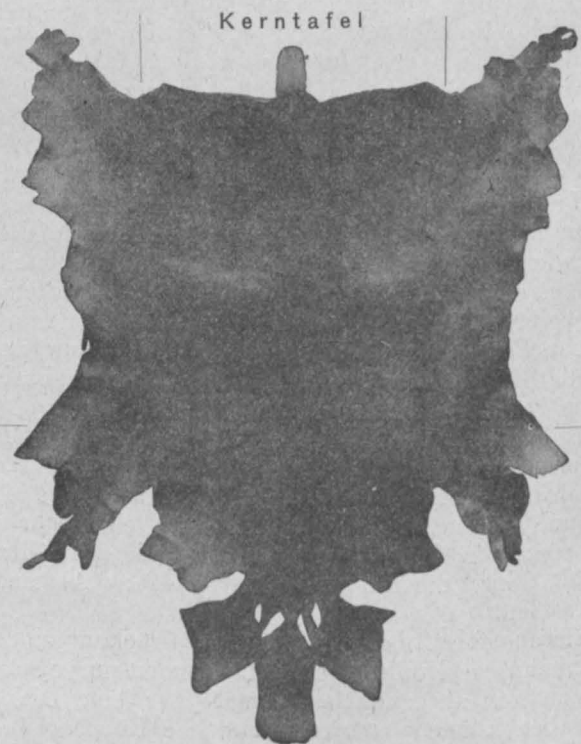


Abb. 3.

und sich daher schwerer an die Scheibe anlegen, also eine unnötige Erhöhung des Biegungswiderstandes erfolgen würde.

Ganz besonders gilt dieses für Übersetzungen ins Langsamere (z. B. bei Elektromotoren).

Die getriebenen Scheiben können gewölbt sein; doch soll die Wölbung eine geringe sein und eben hinreichen, den Zweck zu erreichen, das heißt, den ruhigen Lauf der Riemen auf der Mitte der Scheibe zu sichern. Die Wölbung ist bei den getriebenen Scheiben zulässig, weil dieselben den Riemen im schlaffen Zustande empfangen und die durch eine geringe Wölbung verursachte Spannung des schlaffen Riemen dessen Biegungswiderstand kaum erhöht und seine Dehnung wenig beeinträchtigt.

Besonders bei Scheiben für sehr breite Riemen ist auf die Wölbung die größte Sorgfalt zu verwenden.

Für Halbkreuztriebe und Winkeltriebe sind beide Scheiben zylindrisch zu machen; gewölbte Scheiben beeinträchtigen den ruhigen Lauf. Beide Scheiben (die treibende, besonders aber die getriebene) müssen sehr breit sein, damit der Riemen wandern kann. Es ist absolut verwerflich, die Scheiben mit einem Rande zu versehen.

Bei gekreuzten Riemen ist die treibende Scheibe zylindrisch, die getriebene mit geringer Wölbung herzustellen.

IV. Spannrollen und Leitrollen.

Die Spannrollen sollen möglichst große Durchmesser haben, jedenfalls nicht kleiner als die betreffenden Riemenscheiben. Sie müssen zylindrisch sein. Es ist stets das lose Trum zu spannen, und ist die Spannrolle so nahe wie möglich an die getriebene Scheibe zu setzen.

Die Leitrollen bei Winkeltrieben müssen ebenfalls möglichst große Durchmesser haben, und zwar die Leitrolle für das ziehende Trum wenigstens den Durchmesser der treibenden Scheibe, die des losen Trums wenigstens den Durchmesser der getriebenen Scheibe. Die Leitrolle des losen Trums muß sehr breit sein, damit der Riemen „wandern“ kann, je nachdem sich der Riemen durch die Beanspruchung mehr oder weniger längt. Beide Leitrollen müssen zylindrisch sein. Die Leitrollen dürfen keinen Rand haben.

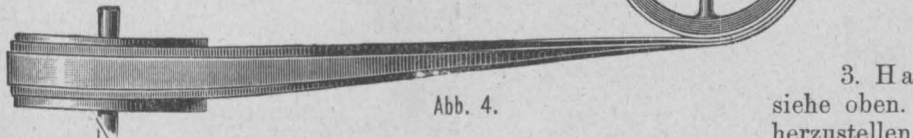


Abb. 4.

benden Scheibe, die des losen Trums wenigstens den Durchmesser der getriebenen Scheibe. Die Leitrolle des losen Trums muß sehr breit sein, damit der Riemen „wandern“ kann, je nachdem sich der Riemen durch die Beanspruchung mehr oder weniger längt. Beide Leitrollen müssen zylindrisch sein. Die Leitrollen dürfen keinen Rand haben.

V. Besondere Arten der Riementriebe.

1. Kreuztriebe. Die Berechnung des Riemens siehe oben. Die Riemen sind aus dem Mittellücken zu schneiden, weil derartige Riemen sich in der Mitte weniger

legt ist, so daß er auf beiden Scheiben mit der Fleischseite läuft. Die Verbindung (siehe weiter unten) ist endlos, d. h. durch Leimen oder, wo dies unzulässig, durch Nähen herzustellen.

2. Winkeltriebe (Abb. 4). Berechnung des Riemens siehe oben. Der Riemen ist aus dem Mittellücken zu schneiden, und ist es vorteilhaft, den Riemen in der Mitte durch Auflegen einer Bahn zu verstärken, wie Abb. 4 dies zeigt (Patent C. Otto Gehreckens).

Die Scheiben sind beide zylindrisch zu machen, die Leitrollen ebenfalls zylindrisch, ohne Rand und für das lose Trum recht breit.

Die Riemenverbindung ist endlos zu machen; stumpfer Stoß durch Binden, Krallen etc. ist zu verwerfen.

3. Halbkreuztriebe. Die Berechnung des Riemens siehe oben. Der Riemen ist aus den Seitenteilen der Haut herzustellen, weil die Fasern dieser Hautpartien eine nicht parallele Lage und eine ungleiche Spannung haben und sich daher den bei dem Halbkreuztriebe vorliegenden eigentümlichen Bewegungs- und Spannungsverhältnissen am besten anpassen. Außerdem ist es ratsam, durch Auflegen einer über die Kante der unteren Lage überragenden Riemenlage die

Abb. 5.

Außenkante zu entlasten und so die durch den Mehrweg der Außenkante beim Verlassen der Riemenscheibe entstehende große Spannung von der Kante selbst nach dem Punkte *a* (Abb. 5) hin zu verlegen, wie dies Gehreckens bei seinen Patent-Treppenriemen tut.

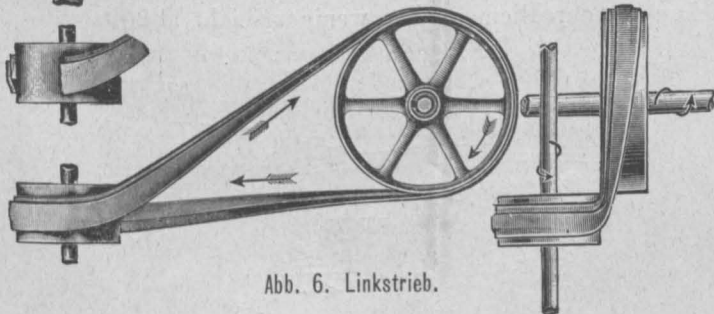
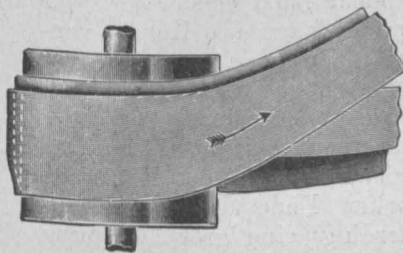


Abb. 6. Linkstrieb.

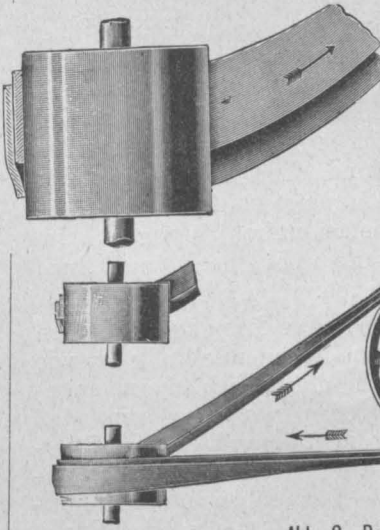


Abb. 8. Rechtstrieb.

dehnen als an den Kanten. Man kann die Mitte des Riemens auch durch Auflegen einer zweiten Bahn verstärken (siehe Winkeltrieb). Die Scheiben sind, wenn möglich, von gleichem oder doch annähernd gleichem Durchmesser zu machen, damit der Kreuzungspunkt des Riemens möglichst in die Mitte zwischen beide Scheiben fällt. Die treibende Scheibe ist zylindrisch zu machen, die getriebene etwas gewölbt. Es ist dafür zu sorgen, daß der Riemen richtig aufge-

Gleichzeitig erleichtert diese Konstruktion die Bildung der beim Verlassen der Scheibe an der Riemenkante entstehenden Düte und verbreitert ferner die Auflagerfläche des Riemens. Bei breiteren Riemen wendet Gehreckens eine größere Anzahl von Treppenlagen an. So hatte er auf der Pariser Ausstellung einen 31 cm breiten Treppenriemen von 2 Lagen zu je 26 cm Breite sowie einen anderen Treppenriemen von 50 cm Breite mit 17 sägezahnartig übereinanderstoßenden Lagen von je 9 cm Breite aus-

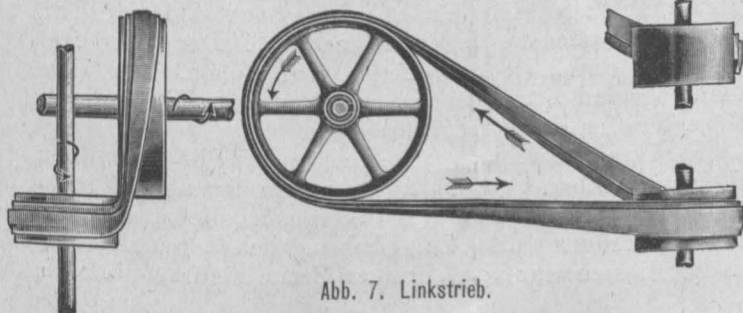
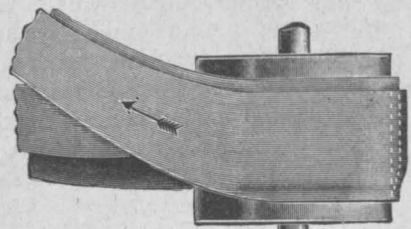


Abb. 7. Linkstrieb.

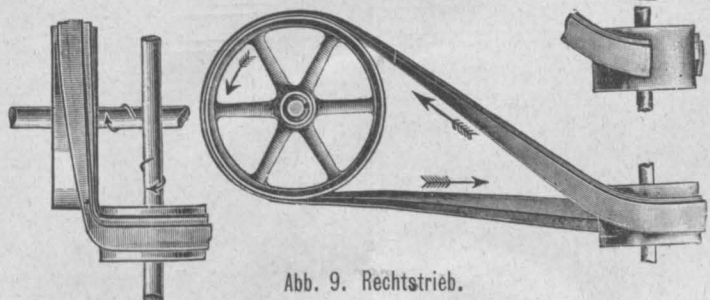


Abb. 9. Rechtstrieb.

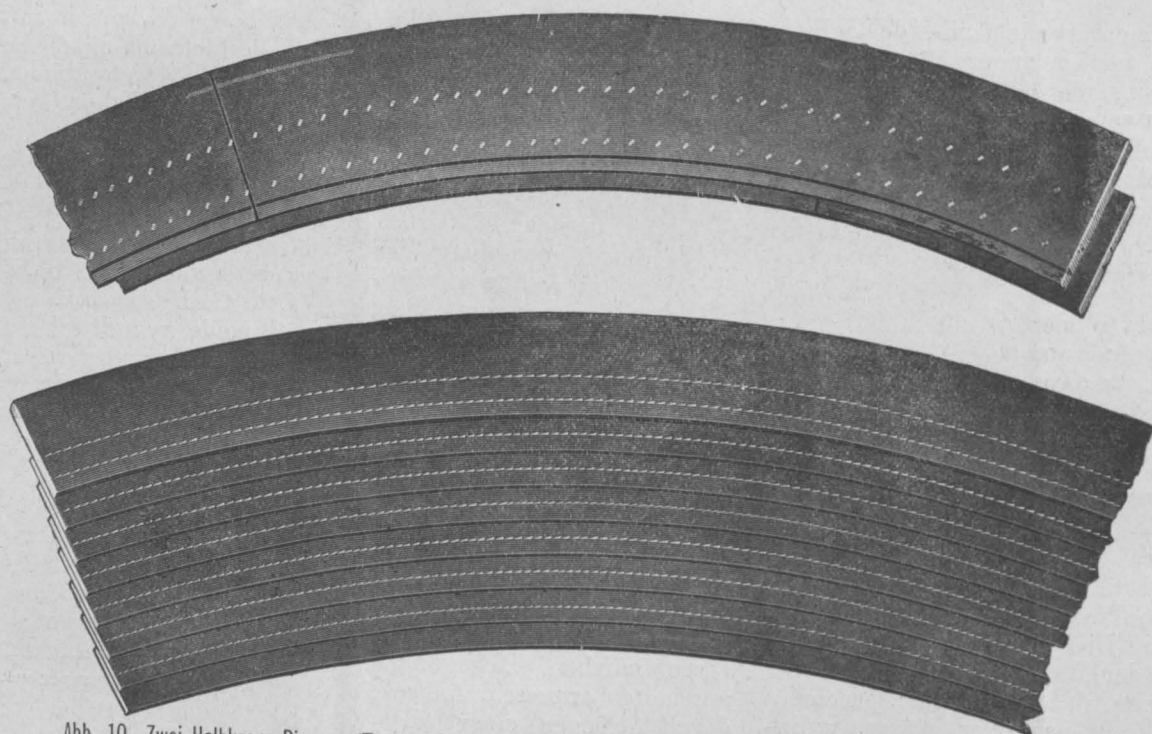
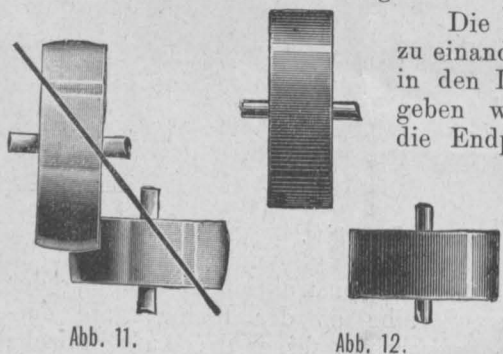


Abb. 10. Zwei Halbkreuz-Riemen (Treppenriemen) in ihrer natürlichen sichelförmigen Gestalt auf dem Flur liegend.

gestellt sowie einen eben solchen jetzt in St. Louis. Diese Gehrckensschen Patentriemen für Halbkreuztriebe bewähren sich vorzüglich und sind besonders für Zentrifugen etc. sehr viel in Verwendung. Die Abbild. 6 bis 10 zeigen derartige Gehrckenssche Treppenriemen. Die Riemenscheiben sollen beide zylindrisch, sehr breit und ohne Rand sein. Der Abstand der Wellenmitten soll wenigstens 4mal Scheibendurchmesser und 20mal Riemenbreite betragen; im äußersten Notfalle kann man wohl noch bis 2mal Scheibendurchmesser heruntergehen.



Die Lage der Scheiben zu einander soll nicht, wie in den Lehrbüchern angegeben wird, so sein, daß die Endpunkte der Mittelebenen der Scheiben in der Projektion in einen Punkt zusammenfallen, wie Abb. 11 dies zeigt, sondern so, wie Abb. 12 es angibt, nämlich daß

die Ecke der einen Scheibe mit der Ecke der anderen ungefähr zusammentrifft. Genau läßt sich die Lage nicht angeben, sie muß vielmehr ausprobiert werden; jedoch entspricht sie ziemlich genau dieser Vorschrift und der in den Abbildungen 12 und 6 bis 9 dargestellten Stellung.

Die Riemen Geschwindigkeit kann kaum zu groß gewählt werden. Die Verbindung ist endlos zu machen;

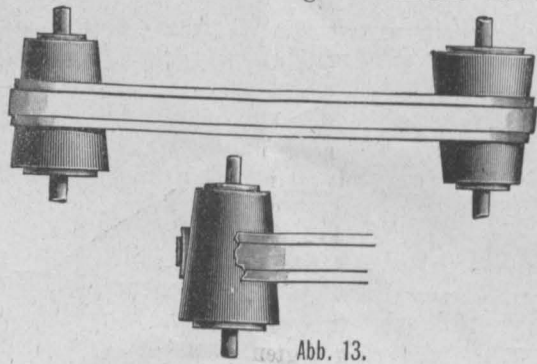


Abb. 13.

stumpfer Stoß durch Binden, Krallen etc. ist zu vermeiden.

4. Kegelscheibentriebe. Die Berechnung des Riemens siehe oben. Auch diese Riemen sind ihrer eigentümlichen Bewegung und Beanspruchung wegen aus den Seitenteilen der Haut herzustellen. Bei offenen Kegelscheibentrieben ist (nach dem Gehrckensschen Patente) die Mitte des Riemens zu verstärken (Abb. 13); der Riemen wirft sich dadurch gegen den Kegel konvex und treibt hauptsächlich mit seiner Mitte (siehe Abb. 13). Die Übertragungskraft hängt bei diesen Trieben hauptsächlich ab von der Größe des umspannten Bogens und der Riemen Spannung, nicht von der Auflagerfläche. Je breiter der Riemen, desto mehr nützt er sich ab, weil

die Geschwindigkeiten auf dem Umfange des Kegels verschiedene sind und der Riemen gleitet.

Beim gekreuzten Kegelscheibentrieb wird die Steigung des Kegels durch eine oder mehrere Riemenlagen ausgeglichen (siehe Abb. 14). Bei stärkerer Konizität der Scheibe und geringerer Geschwindigkeit lege man das Kreuz so, daß der Riemen nach dem starken Ende des Kegels gedrängt wird, wodurch man allerdings eine große Reibung bekommt, der Riemen aber weniger leicht abfällt.

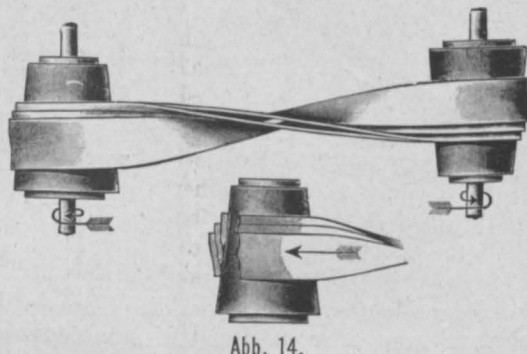


Abb. 14.

Die Konizität der Scheibe muß so gering wie möglich genommen werden und darf 10% nicht übersteigen.

Der Achsenabstand ist wenigstens zum 4-fachen des mittleren Scheibendurchmessers und dem 20-fachen der Riemenbreite zu machen, besonders bei Kreuzlauf.

Zur Führung des Riemens (loses Trum) empfiehlt sich beim gekreuzten Trieb das „hohle Schwert“ (flach geschlagenes Rohr) oder die stehende Rolle, beim offenen Trieb die stehende Rolle.

Die Riemen Geschwindigkeit, deren Minimum von der Konizität abhängt, kann kaum zu groß gewählt werden, besonders bei offenem Kegelscheibentriebe. Der gekreuzte Kegelscheibentrieb ist dem offenen vorzuziehen. Die Verbindung ist endlos zu machen, und stumpfer Stoß durch Binden, Krallen etc. ist zu vermeiden.

5. Los- und Festscheibentrieb. Da hier meistens nur kleinere Riemen Geschwindigkeiten und stets nur geringere Kräfte in Frage kommen, die ungleichen Faserspannungen also Zeit haben, sich auszugleichen, und die Riemen nur von geringer Breite sind, so werden

für diesen Trieb mit Vorteil Riemen aus den Seitenteilen der Haut verwendet, weil diese Teile dickere Riemen liefern, die den auf die Kanten beim Verschieben des Riemens ausgeübten Seitendruck besser aufnehmen als dünne. Chromleder eignet sich für diese Riemen nicht. Es ist sehr wichtig, darauf zu achten, daß die harte Kante des Riemens auf der Seite der Scheibe läuft, die, wenn der Riemen auf der Festscheibe läuft, nicht neben der Losscheibe liegt (siehe Abb. 15). Der Riemen läßt sich nämlich leicht von der Losscheibe auf die Festscheibe schieben, schwer dagegen von der Festscheibe auf die Losscheibe. Im ersten Falle wird daher beim Verschieben die Riemenkante weniger beansprucht, kann also weicher sein als im zweiten Falle.

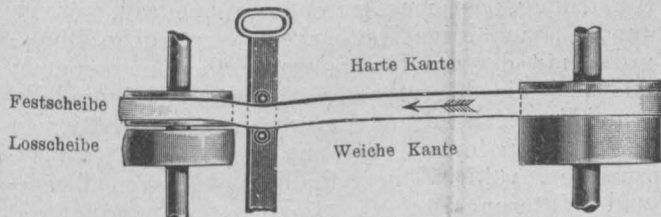


Abb. 15.

Die Riemenkanten müssen daher die dieser Beanspruchung entsprechende Lage haben, und ist dies so wichtig, daß, wenn es bei der Bestellung übersehen wurde, dieses anzugeben, und der Riemen nun in der Lage seiner harten und weichen Kante dieser Forderung nicht entspricht, es sich empfiehlt, den Riemen gegen die Ansätze laufen zu lassen; obwohl dies ein Fehler ist, so ist derselbe doch von geringerer Bedeutung als eine unrichtige Lage der Riemenkanten zur Los- und Festscheibe, d. h. im Ausrücker.

6. Offene Triebe mit großen Geschwindigkeiten und absolut ruhigem schnurgeradem Lauf (z. B. bei Lichtmaschinen) verlangen Riemen aus Mittellücken mit dem Rückgrat als Längsachse des Riemens.

Ob die Zentrifugalkraft Einfluß auf den Riemenbetrieb hat, ist noch nicht entschieden.

Ebenso ist man über die Wirkung des Luftdrucks und die Wirkung der bei großen Geschwindigkeiten mitgerissenen und zwischen Riemen und Scheibe sich legenden Luftschichte geteilter Meinung. Die Annahme, daß die erwähnte Luftschichte für den Effekt nachteilig sei, hat bekanntlich Anlaß dazu gegeben, schnelllaufende Riemen mit länglichen Löchern zu versehen, durch welche die mitgerissene Luft austreten kann. Doch dürfte, wenn die Luftschichte wirklich schädlich ist und die Anbringung der erwähnten Schlitz in dem Riemen die erwartete nützliche Wirkung hat, dieser Nutzen weit hinter dem Nachteil zurückstehen, der in der starken Schwächung des Riemens und der dadurch nötig werdenden bedeutenden Vergrößerung der Riemenbreite, also wesentlichen Verteuerung, und in der großen Verschwendung von wertvollstem Leder material liegt. Wenn man daher in dieser Beziehung etwas tun will, so sollte man lieber die Scheiben mit Löchern versehen, wie dies ja auch geschieht.

7. Für Riementriebe mit geringem Achsenabstand bei größeren Kräften erweisen sich Gliederriemen (Abb. 16) aus Leder als brauchbar. Ihre Breite



Abb. 16.

ist doppelt so groß wie die eines flachen Riemens gleicher Leistung; die Höhe der Glieder beeinflusst die Festigkeit wenig; bei zu hoher Belastung schneidet der Stift, dessen Dicke etwa 6 bis 8 mm ist, leicht in das Leder ein.

8. Die Effektübertragung von einer Welle auf eine andere soll nicht durch zwei Riementriebe erfolgen (Abb. 17), sondern stets durch einen (Abb. 18), weil Elastizität und Spannung bei einem jeden Lederriemen andere sind, demnach bei jedem Lederriemen die Effektübertragung, die von seiner Elastizität und Spannung abhängt, eine andere ist. Es arbeitet daher zwei, wenn auch äußerlich ganz gleiche Riementriebe nie vollkommen gleich und müssen sich, zusammen arbeitend, gegenseitig stören.

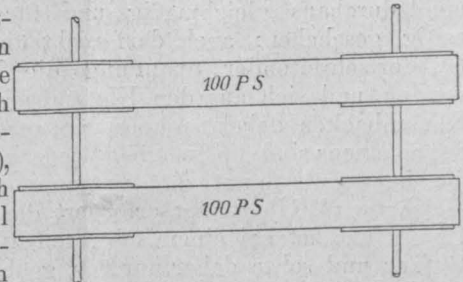


Abb. 17.

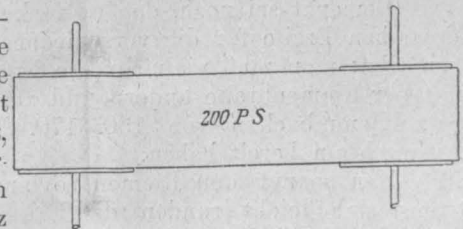


Abb. 18.

VI. Das Auflegen und die Spannung des Riemens.

Als Regel gilt, daß alle Riemen mittels des Riemenspanners aufzulegen sind.

Jedoch ist es unter günstigen Umständen (d. h. gut abgerundeten Kanten und genügend großem Durchmesser der Scheiben) zulässig, Riemen unter 10 cm Breite „aufzudrehen“, d. h. den von den Scheiben heruntergenommenen Riemen zu verbinden und den verbundenen Riemen im verbundenen und gespannten Zustande unter langsamerem Drehen der Wellen auf die Scheiben zu zwingen. Zur Vorsicht sollte man hierbei ein Stück Packleinen oder dergleichen zwischen die gut abgerundete Scheibenkante und den Riemen legen.

Wird hierbei nicht mit der nötigen Sorgfalt verfahren, oder werden breitere Riemen in dieser Weise gewaltsam aufgedreht, so werden die Riemenfasern außerst gestreckt und oft so geschädigt, daß nur noch die Fasern der Fleischseite halten und der Riemen nach kurzem Laufe reißt. Das sichere Zeichen, daß ein Riemen infolge von Beschädigung durch derartiges gewaltsames Aufdrehen gerissen ist, ist ein nach Abb. 19 verlaufender Riß, während ein nach Abb. 20 verlaufender Riemenbruch das Zeichen von Altersschwäche oder Überanstrengung ist. Zickzackbrüche deuten auf eine schlechte Schlußverbindung hin (Riemenschrauben, Binderriemen etc.).



Abb. 19.



Abb. 20.

Breite Riemen dürfen nur dann aufgedreht werden, wenn die betreffenden Maschinen (z. B. Dynamos) mit Spannschlitten versehen sind und soweit zurückgesetzt werden können, daß das Aufdrehen des Riemens ohne alle Spannung im Riemen geschehen kann; auch hierbei muß die Scheibenkante gut abgerundet sein.

Beim Auflegen mittels Riemenspanners sind die Enden des über die Scheiben gelegten Riemens genau rechtwinklig

und so in den Klemmbacken festzuklemmen, daß die auf den Riemenenden mit Blei anzugebende Mittellinie des Riemens genau auf den Mittelmarken der Klemmbacken liegt. Das Anziehen der Muttern des Riemenspanners selbst muß durchaus gleichmäßig und für beide Seiten gleichzeitig geschehen; auch darf nicht übersehen werden, daß bei fortschreitender Spannung die Riemenenden dünner werden und sich aus den Klemmbacken herausziehen, die Klemmbacken daher nachgezogen werden müssen. Während des Spanns sind die Scheiben wiederholt etwas zu „wuchten“ (zu bewegen), damit die Spannung in beiden Trums die gleiche wird. Überhaupt erfordert das Spannen von Riemen Übung und ist bei einem schweren Riemen auch nicht ohne Gefahr und sollte daher nur von geübten Leuten ausgeführt werden.

Bemerkt sei noch, daß es verkehrt ist, Klemmbacken derselben Breite für die verschiedensten Riemenbreiten zu benutzen; man muß vielmehr die Breite der Klemmbacken mit der Riemenbreite ändern und zu diesem Zwecke einen Satz Klemmbacken von 130, 170, 220, 320, 470 mm zum Auswechseln bereit haben.

Man spannt den Riemen so lange, bis beide Riementrums sich leicht runden (die Laufseite hohl) und nimmt dann die Verbindung vor.

Es ist wohl zu merken, daß die Spannung nicht zu groß gemacht werden darf. Denn je größer die Spannung gemacht wird, desto mehr verliert der Riemen an seiner Elastizität; die Erhaltung der Elastizität ist aber die wichtigste Bedingung beim Riemetrieb. Ferner wird durch eine zu große Spannung die notwendige Dehnbewegung, „das Schlüpfen“ des Riemens auf der Scheibe gehemmt. Endlich aber wird durch Erhöhung des Zapfendruckes ein Effektverlust verursacht. Der Zapfendruck kann durch übertriebene Spannung des Riemens so groß werden, daß der Riemen und die getriebene Scheibe sich überhaupt nicht mehr bewegen und die treibende Scheibe im Riemen sich dreht. Wo zwingende Gründe (bei Walzwerken, vertikalen Riemetrieben etc.) eine größere Spannung durchaus verlangen, darf man nur soweit gehen, als es unumgänglich nötig ist; denn jede Spannungsvergrößerung ist ein Effektverlust, auf den ja auch bei der Berechnung solcher Riemen schon Rücksicht genommen werden muß.

Bemerkt sei noch, daß trockene Riemen nicht stark gespannt werden dürfen, weil die Fasern durch die beim Recken sich entwickelnde Wärme leiden würden. Trockene Riemen müssen daher vor dem Auflegen und Spannen mit Wasser angefeuchtet und eingefettet und, wenn das Fett eingezogen ist, gespannt werden.

Ferner sei erwähnt, daß aus der Riemenfabrik kommende neue Riemen im Betriebe in der ersten Zeit gewöhnlich sich stark längen, weil sie in den Riemenfabriken auf der Einlaufmaschine sehr stark gereckt werden und dann nach dem Verlassen der Maschine stark einkriechen, u. zw. umso mehr, je feiner und elastischer das Leder ist. Da man nun den Riemen nicht zu stark anspannen, den sich allmählich längenden aber auch nicht zu schlaff laufen lassen darf, so muß ein neuer Riemen in den ersten drei bis vier Wochen wiederholt nachgespannt werden. Nach dieser Zeit ist ein Nachspannen nicht mehr nötig, und genügt es, dem Riemen, der sich während des Betriebes stets etwas längt, etwas Riemenfett zu geben, wodurch er sich genügend (um etwa 2%) verkürzt und gleichzeitig konserviert wird (s. unten).

VII. Die Riemenverbindung.

Das Hauptaugenmerk bei der Riemenverbindung ist darauf zu richten, daß die Verbindungsstelle nicht dicker ist als der Riemen selbst, weil durch eine plötzliche Dickenzunahme der Riemen beim Auflauf auf die Scheibe plötzlich und ruckweise bedeutend gestreckt

wird (u. zw. um π mal Dickenzunahme; bei 5 mm Dickenzunahme z. B. also um etwa 15 mm!) und infolgedessen bald bricht. Der Bruch wird dabei an der schwächsten Stelle des ziehenden Trums zwischen den beiden Scheiben, u. zw. in dem Augenblicke erfolgen, wo die Verbindungsstelle die treibende Scheibe passiert. Die Verbindungsstelle selbst wird in dem Augenblick des Bruches nicht mit überanstrengt, weil sie gerade auf der Scheibe liegt, sich also nicht mitstreckt; daraus, daß sie selbst nicht riß, schließen zu wollen, sie wäre besonders stark und gut gewesen, wäre also durchaus unrichtig.

Die beste Riemenverbindung ist das Leimen. Der Leim muß sehr hohen, kaum erfüllbaren Ansprüchen genügen, u. zw. muß er folgende Eigenschaften besitzen: leichte Herstellung, bequemes Anrichten, schnelles Trocknen (3–5 Stunden), vieljährige Haltbarkeit, vorzügliche Bindekraft, große, mit der des Leders genau übereinstimmende Elastizität, also die Eigenschaft, beim Rundlauf um die Scheibe und im ziehenden Trum genau mit dem Riemen sich zu dehnen, im losen Trum mit dem Riemen sich zusammenzuziehen, völlige Unempfindlichkeit gegen Temperatur- und Witterungswechsel, völlige Unempfindlichkeit gegen die Einwirkung von Öl und Fett (aus diesem Grunde sind alle Gummi- und Guttaperchaleime für Riemenzwecke ausgeschlossen!); die Eigenschaft, bei der durch Gleiten des Riemens sehr oft sich entwickelnden Wärme sich nicht zu lösen; mäßiger Preis.

Diesen Bedingungen genügt nur der Fischleim, der daher der vorzüglichste und der einzige, wirklich brauchbare Riemenleim ist. Leider ist er nur für im Trockenen laufende Riemen verwendbar, da er in der Feuchtigkeit einen Teil seiner vorzüglichen Eigenschaften verliert. Riemen für feuchte Räume können daher nicht geleimt, sondern müssen genäht werden (s. unten).

Die durch Leimen zu verbindenden Riemenenden müssen sehr fein ausgeschärft werden und außerdem beide dieselbe Elastizität haben.

Das Nähen der Riemen sollte möglichst beschränkt werden, da es viele Nachteile mit sich bringt.

Das Zerstechen des Leders mit der Ahle schädigt den Ansatz sehr, und ist die Schwächung am schädlichsten vor und hinter dem Ansatz, weil sich am steifen Ansatz ein Gelenk bildet und der Riemen infolge des Überganges vom Geradlauf in den Rundlauf und umgekehrt abgewürgt wird.

Ferner zersplittert und löst der Stich mit der Ahle den Leim.

Sodann findet der in das durch die Ahle hergestellte Loch gebrachte Nähriemen (der außerdem meist aus Kronleder, aus fett- oder alaugarem Leder oder von Pergament hergestellt ist und ganz andere Elastizitätsverhältnisse wie der Riemen hat) im Loche keinen Platz und muß erst Leder verdrängen, was eine weitere Beschädigung des Leders und Leimes zur Folge hat.

Der Ansatz muß auch beim Nähen gut ausgeschärft werden, darf aber doch nicht ganz fein ausgeschärft werden, weil der Stich sonst keinen Halt findet und das Leder ausreißt. Die Verbindungsstelle wird also wegen des stärker bleibenden Ansatzes dicker werden, als der Riemen selbst ist. Die Folge davon ist, wie oben bemerkt, ein schädliches, ruckweises Strecken des Riemens, also ein verhältnismäßig früher Bruch und ein unruhiger Lauf.

Ist das Nähen nicht zu umgehen, so ist es ratsam, statt des einfachen Riemens einen dünnen Doppelriemen zu verwenden, weil bei diesem die Mitte der Oberlage den Ansatz der Unterlage deckt und sichert und ebenso die Mitte der Unterlage den Ansatz der Oberlage. Auch nehme man bei genähten Riemen möglichst große Scheiben.

Bemerkt sei noch, daß in Deutschland und England meist der einfache gerade Stich angewendet wird, in Frankreich der Längsstich und in Belgien der schräge Stich.

Das Binden der Riemen, wobei mittels eines Loch-eisens Löcher in die Riemen geschlagen werden, in die man dann die Bänderiemen einzieht, ist zu verwerfen, einmal, weil sich die Bänderiemen in den Löchern infolge der fortwährenden Bewegungen sehr rasch durchscheuern, und dann, weil hiebei noch mehr als bei dem Riemennähen der Übelstand der Verdickung der Verbindungsstelle auftritt, besonders da die Arbeiter bei der Verbindung des Riemens mittels Bindens gewöhnlich nur den unteren Ansatz anzuschärfen pflegen, den oberen (äußeren) Ansatz aber stumpf lassen.

Die Verbindung mittels Laschen ist wegen der schädlichen Stärkezunahme der Verbindungsstelle ebenfalls unzulässig.

Bei Verbindung mittels Schrauben, Nieten u. dgl., die unter Umständen eine brauchbare Verbindung gibt, sind der untere und der obere Ansatz gut anzuschärfen, damit eine Riemenverdickung vermieden wird. Gewöhnlich wird aber auch hier nur der untere Ansatz angeschärft, der obere stumpf gelassen, was, wie überall, wo die Verbindungsstelle dicker ist, einen baldigen Riemenbruch herbeiführt.

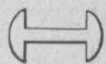


Abb. 21.



Abb. 22.

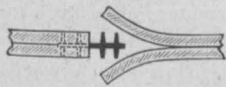


Abb. 23.

Die Verbindung auf stumpfen Stoß durch Riemenknebel (Abb. 21) ist für kleine Riemenscheiben-Durchmesser und schnellen Lauf (bis 20 m/Sek.) eine geeignete, bequeme Verbindung; für nicht zu schnellen Lauf (bis zu etwa 10 m/Sek.) sind Krallen (Abb. 22) und für Doppelriemen die Doppelkrallen (Zähne auf beiden Seiten, Abb. 23) einfache und brauchbare Verbindungen. Die Riemen stumpf zu binden, bewährt sich nicht.

VIII. Die Konservierung der Lederriemen.

Da Riemen aus lohgarem Leder beim Lauf durch die Luft allmählich ihren Fettgehalt verlieren, der Riemen aber Fett haben muß, weil die trockenen Lederfasern sich aneinander zerreiben würden, so fettet man den Riemen von Zeit zu Zeit ein, wodurch gleichzeitig der durch den Lauf gelängte Riemen sich um etwa 2% verkürzt. Das Riemenfett wird dabei in kleinen Stücken (von Bohnen- oder Haselnußgröße) beim Auflauf zwischen Scheibe und Riemen geworfen oder mittels eines Pinsels während des Laufes auf die Laufseite aufgetragen (jedoch nicht zu viel auf einmal, weil der Riemen sonst abschlägt). Durch das anfänglich auftretende Gleiten des Riemens wird das Fett erwärmt und zieht in den Riemen ein.

Als Riemenfett empfiehlt sich frischer Rindertalg oder eine Mischung von Stearin, Degras und Bienenwachs (Harz darf nicht zugesetzt werden!). Absolut zu vermeiden sind Riemenfette aus Mineralölen, weil Mineralöl in kurzer Zeit das Leder (gutes wie geringes) zerfrißt. Die Riemen sind daher auch sorgfältigst vor jeder Berührung mit den mineralischen Schmierölen der Lager zu schützen. Da, wo Schmieröl vom Lager zur Scheibe gelangt und dann durch die Fliehkraft von der Welle zum Scheibenrande und so zum Riemen kommt, muß entsprechende Abhilfe geschaffen werden, und wenn diese nicht gleich möglich ist, vorläufig statt mineralischen Öles animalisches oder vegetabilisches verwendet werden. Aus demselben Grunde sowie um das Rutschen des Riemens auf schmutzigen, fettigen Scheiben zu vermeiden, ist es sehr zu empfehlen, Riemen und Scheiben öfters, etwa wöchentlich, zu reinigen — eine Maßnahme, die leider sehr wenig geübt wird!

Das notwendige Einfetten der Riemen ist nicht zu verwechseln mit dem Einschmieren der Riemen und Riemenscheiben mit den sogenannten Adhäsionsfetten und Adhäsionsschmierölen, d. h. Klebemitteln, die aus Kolo-

phonium und anderen harzigen oder harzähnlichen Stoffen bestehen und den Zweck haben, die Reibung zu vergrößern. Dieses Einschmieren nützt nicht nur nichts, sondern ist dem Riemetriebe und der Leistung desselben schädlich, weil durch diese Klebemittel die freie Beweglichkeit des Riemens auf der Scheibe, „das Schlüpfen“ erschwert wird.

Aus demselben Grunde sind auch raue Riemen-scheiben, die ja ebenfalls den Zweck der Reibungsvergrößerung haben, dem Riemetriebe nachteilig.

Erwähnt sei noch, daß lohgare Lederriemen, die in feuchten Räumen laufen, durch Imprägnieren vor den Wirkungen der Feuchtigkeit geschützt werden können. Man verwendet zum Imprägnieren Fette von im Wasser lebenden Säugetieren (Tran, Spermazet u. dergl.), dem man Talg oder Degras zusetzt. Da trotzdem die Ansätze sehr bald leiden, so nehme man in feuchten Räumen statt der einfachen Riemen dünne Doppelriemen, bei denen ja (vergl. oben) die Ansätze der einen Lage durch die Mitten der anderen Lage gedeckt und geschützt werden; außerdem nehme man möglichst große Riemenscheiben; die Verbindung der Ansätze erfolge durch Nähen oder Metallverbinder.

IX. Lauf auf Haar- oder Fleischseite?

Wegen der ursprünglich faßähnlichen Form der Haut haben auch die Fasern von Natur eine dementsprechende Krümmung und Spannung; es ist demnach natürlich, den Riemen mit der Fleischseite auf der Scheibe laufen zu lassen.

Ferner spricht für den Lauf auf der Fleischseite der Umstand, daß die Fasern der Haarseite elastischer sind als die der Fleischseite, also auch besser die größere Dehnung aushalten, die die Außenseite des Riemens gegenüber der Innenseite erfährt.

Die Erfahrung hat denn auch gezeigt, daß der Lauf auf der Fleischseite vorteilhafter ist als auf der Haarseite, und daß auf der Haarseite laufende Riemen sich weit rascher abnutzen.

Daß man dagegen Doppelriemen auf der Haarseite laufen läßt und dabei gute Resultate beobachtet, hat seinen Grund darin, daß man bei der Verbindung der beiden Lagen des Doppelriemens naturgemäß diejenigen Seiten des Leders nach innen nimmt, welche die geringere Dehnbarkeit haben, also die Fleischseiten, weil ja offenbar die neutrale, d. h. die am wenigsten beanspruchte Faser des Riemens ungefähr auf der Hälfte der Riemendicke liegt, während sowohl die Fasern der Außenseite des Riemens als auch die der Innenseite stärker beansprucht werden, also dehnbarer sein müssen als die der mittleren Schichten. Man legt daher bei den Doppelriemen die elastischeren Haarseiten nach außen, die weniger elastischen Fleischseiten in die Mitte. Daß aber bei den Lagen der Doppelriemen nur Fasern gleicher Spannung miteinander verbunden werden dürfen, also Fleischseite mit Fleischseite — und nicht etwa Fleischseite mit Haarseite — zu verbinden ist, ist als eine selbstverständliche Forderung wohl kaum besonders zu erwähnen.

Doppelriemen zeigen daher auf ihren beiden Oberflächen Haarseite, auf deren einer nun der Riemen läuft. Daß ein solcher Doppelriemen nun bei entsprechendem Scheibendurchmesser dieselbe Lebensdauer hat wie ein einfacher, auf der Fleischseite laufender Riemen, ist wohl zu erwarten. Entspricht er doch hinsichtlich der Spannungsverteilung und der Beanspruchung der Fasern durchaus einem einfachen Riemen!

X. Das Verwendungsgebiet der Riemen.

Lohgare Lederriemen eignen sich für Räume mit mäßigen Temperaturen und reiner Luft von gewöhnlichem Feuchtigkeitsgehalte.

Temperaturen über 50° sind den lohgaren Lederriemen schädlich.

In heißen trockenen Räumen sind Chromlederriemen anzuwenden, die Temperaturen bis zu 90° gut aushalten, oder gewebte Baumwollriemen.

In feuchten Betrieben leiden Lederriemen, auch wenn sie imprägniert sind, sehr, besonders an den Ansätzen. Dagegen erweisen sich Gliederriemen aus Leder als brauchbar. Ebenso sind Guttapercha-Riemen für nasse, kalte Betriebe (z. B. als Förderriemen für Rübenschnitteln) gut verwendbar, nicht aber in warmen, feuchten Räumen und nicht als eigentliche Treibriemen. Gummi-, Balata-, Haar-, Hanf- und Baumwollriemen sind in feuchten Räumen nicht verwendbar, weil sie der Feuchtigkeit nicht widerstehen.

Chemischen Einflüssen widerstehen lohgre Lederriemen nicht; sie werden durch Säuren und Alkalien zerstört. Dagegen sind Chromlederriemen gegen Alkalien unempfindlich. Auch Kamelhaarriemen sind gegen heiße Dämpfe und Alkalien widerstandsfähig.

Staubige Betriebe (Kalk-, Zement-, Phosphatfabriken etc.) schaden ebenfalls dem Leder; hier sollen Angorariemen vorteilhaft sein.

Zum Schlusse sei noch auf einen Umstand aufmerksam gemacht, der sehr oft die Ursache einer verhältnismäßig raschen Abnutzung eines Riemens ist, nämlich den oft vorkommenden Fehler, die für einen Betrieb nötige Kraft zu niedrig anzugeben, bzw. anzunehmen. Die Folgen dieses Fehlers hat natürlich an erster Stelle der Riemen zu tragen, der seine Überanstrengung mit seiner baldigen Zerstörung zu zahlen hat und dadurch auf die Dauer ein sehr teures Kraftübertragungsmittel wird, während er bei richtig angesetztem Kraftbedarf und danach bemessenen Verhältnissen und Werten lange Jahre hätte laufen können und sich als ein vorteilhaftes Organ erwiesen hätte. Glücklicherweise geben Voltmeter und Ampèremeter heute ein bequemes Mittel in die Hand, den Kraftverbrauch genau zu bestimmen.

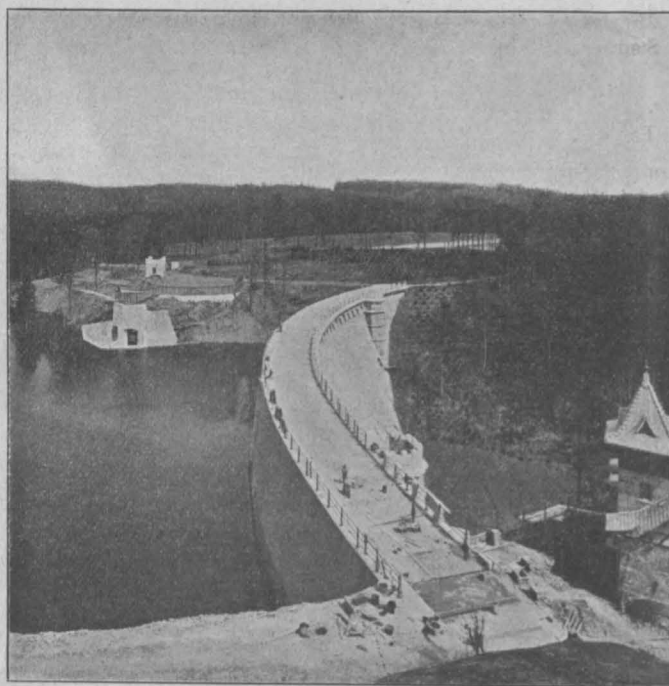
Kleine technische Mitteilungen.

Die Queistalsperre bei Marklissa, welche am 5. Juli l. J. feierlich eingeweiht wurde, ist die erste in Deutschland, die lediglich zu Hochwasserschutz zwecken erbaut worden ist. Die Hochwasserkatastrophe vom Jahre 1888 brachte nicht nur die Staats-, sondern auch die Provinzialbehörden auf den Gedanken, solchen Kalamitäten durch die Erbauung von Talsperren zu begegnen; da jedoch damals die Kosten unerschwinglich erschienen, schlummerte dieser Gedanke wieder ein, bis im Jahre 1897 wiederum größere Überschwemmungen in Schlesien eintraten, die verheerend wirkten und Schaden von Millionen an Hab und Gut anrichteten. Da wurde vom neuen der Frage des Hochwasserschutzes nähergetreten und mit der Prüfung dieser Frage der Geheime Regierungsrat Prof. Intze in Aachen betraut, welcher dann am 16. März 1898 vor Sr. Majestät dem Kaiser und den Ministern einen Vortrag hielt und die Möglichkeit der Verhütung von Überschwemmungen durch Erbauung von Talsperren und Regulierung der Flußläufe erläuterte. Hierauf wurde mit den Vorarbeiten begonnen, wobei der Staat $\frac{4}{5}$ der Kosten aller Bauarbeiten übernahm.

Nach den Ideen des Prof. Intze wurde nun der Entwurf für den Bau der Talsperre im Queistale bei Marklissa aufgestellt, und im Herbste 1901 konnte mit den Bauarbeiten begonnen werden. Am 5. Oktober 1901 wurde der Grundstein gelegt.

Die Firma B. Liebold & Co. A.-G. in Holzminden, in deren Händen die Ausführung der Sperrmauer und der Umlaufstollen lag, hat zum Baue selbst bedeutende Anlagen in Betrieb gehabt. Die Baumaterialien, wie Zement und Traß, wurden von auswärts bezogen (Groschowitz, bzw. Andernach), und zum Transporte dieser nicht unbedeutenden Mengen mußte von genannter Firma eine 4 km lange Transportbahn vom Bahnhofe Marklissa zur Krone der Sperrmauer angelegt werden; mit dieser wurde auch der Sand (22.000 m^3), der in Beerberg bei Marklissa gewonnen und dortselbst mittels zweier großer Waschmaschinen von allen Unreinigkeiten befreit wurde, zur Verwendungsstelle gebracht, während für die Gewinnung der Bausteine (70.000 m^3) zwei große Steinbrüche angelegt waren. Die Steine wurden mittels Lokomotiv- und Seilbahnen zur Krone der Sperrmauer geschafft und von da aus durch Bremsberge auf die wechselnde Oberfläche der Sperrmauer hinabgelassen. Lokomobilen mit Druckpumpen beförderten das zum Reinigen der Steine nötige Wasser zu den Waschstellen und zur Herstellung des Mörtels, welcher von zwei großen

Mischmaschinen neuester Konstruktion mittels Dampfantrieb auf einer an der rechten Talseite geschaffenen Bühne erzeugt wurde. Für die Herstellung der Stollen und Fundamentgrube der Mauer wurden 32.000 kg Dynamit verwendet, das in von der Behörde genehmigten Dynamitmagazinen für den Gebrauch in Ladungen bis zu 1000 kg untergebracht wurde.



Die ersten Arbeiten galten dem Durchbruche der Umlaufstollen zur rechtzeitigen Umleitung des Queis, um die Sperrmauer ohne Störungen durch Hochwasser fertigstellen zu können. Der Durchbruch wurde 17. Mai 1902 erreicht, und konnte im September 1902 mit der Mauerung begonnen werden. Im Jahre 1902 wurden 5000 m^3 Mauerwerk, im Jahre 1903 36.000 m^3 und im Jahre 1904 (bis Juli) 22.000 m^3 , eine dem Vertrage entsprechende Leistung, fertiggestellt, so daß der Termin zur Vollendung der Anlage — 31. Dezember 1904 — eingehalten werden konnte.

Die Sperrmauer hat an der Sohle eine Breite von 39 m, an der Krone 8 m. Die Höhe beträgt von der Talsohle 40 m, von der Fundamentsohle 45 m, die Länge unten im Tale 35 m, an der Krone 146 m. Unten in der Mauer befinden sich zwei Rohrdurchlässe, welche durch

Schieber wasserdicht abgeschlossen sind; durch letztere kann der Wasserabfluß reguliert werden. Die Durchlässe bilden den Zufluß zu der unterhalb der Sperrmauer noch zu erbauenden Kraftstation. Das Gesamtgewicht der Mauer beträgt 150 Mill. kg, und ist die Sicherheit gegen den Druck des Wassers auf das 14fache berechnet worden. An der Wasserseite ist die Mauer mit einem 5 cm starken wasserdichten Zementputz, der auch zirka 50 cm über dem Felsen an der Sohle und den beiden Talseiten gezogen worden ist, versehen und mit doppeltem Syderosthenanstrich bekleidet. Zum Schutze dieses Putzes ist eine Betonummantelung angeordnet worden, welche 56 Luftschächte aufweist, die zur Revision des Putzes und Entwässerung dienen.

Die Umlaufstollen haben eine lichte Weite von 5,80 m im Durchmesser und eine Länge von je 225 m, sie sind bogenartig durch den Felsen ausgesprengt. Während des Baues der Sperrmauer wurde der Queis bald durch den rechten, bald durch den linken Stollen geleitet, und wurde inzwischen die Auspanzerung der Stollen vorgenommen, welche Arbeit von der Maschinenbau A.-G. vormals Starke und Hoffmann, Hirschberg, ausgeführt wurde.

An der Einmündung sind beide Stollen auf einer Länge von

17 m wasserdicht abgeschlossen, im Innern dieses Abschlusses befinden sich je drei Abflußröhren mit Schieber von 1200 mm l. W., welche letztere von oben durch Gestänge reguliert werden können. Durch Öffnung der sechs Schieber (in jedem Stollen drei) können 110 m³ Wasser sekundlich abgelassen werden.

Unmittelbar an den Mundlöchern der beiden Stollen ist ein Betonwehr von 30 m Länge, 9 m Höhe, einer unteren Breite von 6 m und einer oberen von 150 m ausgeführt worden. Dieses Wehr hatte den Zweck, während des Baues den Queis in die Umlaufstollen zu leiten.

Für gewöhnlich werden 5.000.000 m³ Wasser im Staubecken als Nutzwasser zurückgehalten, welche zirka 1200 bis 1500 PS im Durchschnitte durch Turbinen ergeben. Fließt mehr Wasser zu, als der Normalstau aufnimmt, so fällt dieses durch die in der Höhe des Normalstaues an beiden Talseiten angebrachten Entlastungsschützenanlagen in die Umlaufstollen und wird durch diese abgeführt. Die Entlastungsschützenanlagen haben je sechs Schützen, von denen drei selbsttätig sind, während die anderen drei bei eintretendem Hochwasser gezogen werden.

Bei vollständig gefülltem Becken — 15.000.000 m³ — fällt das weiter zufließende Wasser durch die gepanzerten Überläufe in die

Umlaufstollen und wird durch dieselben unschädlich abgeführt. Bei einem eintretenden Hochwasser, welches in der Regel 6 bis 8 Stunden nach den Meldungen vom Niederschlagsgebiete eintrifft, ist man in der Lage, den ständigen Stau von 5.000.000 m³ eben durch Öffnung der Schieber in den Umlaufstollen auf 1.000.000 m³, ja sogar ganz zu senken, so daß die Sperre beim Eindringen des Hochwassers 14—15.000.000 m³ Wasser aufnehmen kann. So ist es möglich, die verderbenbringenden Hochfluten des Queis zurückzuhalten und durch die eben beschriebenen Vorrichtungen den Abfluß so zu regeln, daß der Queis unterhalb der Sperre nur ufervoll fließt, so daß nennenswerter Schaden nicht mehr entstehen kann.

Die Länge des Stauspiegels beträgt 5 km und die Oberfläche des angestauten Sees 140 ha.

Die Pläne dieses Werkes wurden von dem am 28. Dezember 1904 verstorbenen Geheimen Reg.-Rat Prof. Dr. Ing. Intze im Verein mit dem königlichen Wasserbauinspektor Bachmann in Marklissa aufgestellt, in deren Händen die Oberleitung, bezw. die örtliche Bauleitung lag. Die Gesamtkosten der Anlage betragen rund M 3.000.000, die Bauzeit betrug 3¾ Jahre. In der Abbildung sieht man das fertige Werk bei gefülltem Becken (Normalstau) mit den Nebenanlagen.

Vereins-Angelegenheiten.

PROTOKOLL

Z. 547 v. 1905.

der 1. (Geschäfts-)Versammlung der Tagung 1905/1906

Samstag den 4. November 1905.

Vorsitzender: Vereinsvorsteher - Stellvertreter Baurat Franz Pfeuffer.

Schriftführer: Der Vereins-Sekretär.

Anwesend: 180 Vereinsmitglieder (Beilage A).

1. Der Vorsitzende eröffnet um 7 Uhr abends die Sitzung indem er die Anwesenden nach Ablauf der Ferien auf das herzlichste begrüßt und erklärt die Beschlußfähigkeit. Das Protokoll der Geschäftsversammlung vom 29. April l. J. wird genehmigt und gefertigt seitens der Versammlung von den Herren Regierungsrat Karl Ritter v. Hornbostel und Ober-Bergrat Anton Rücker.

2. Die Veränderungen im Stande der Mitglieder werden zur Kenntnis genommen (Beilage B).

3. Der Vorsitzende: „In der ersten Sitzung jeder Vortrags-Session pflegen wir, einem alten Gebrauche entsprechend, auf das verflossene Halbjahr zurückzublicken und der unseren Verein berührenden Ereignisse zu gedenken. In erster Linie sei derjenigen in Trauer gedacht, welche wir in jüngster Zeit durch den Tod verloren haben. So wurden uns entrissen Maschinenfabriks-Direktor Alois Bock, Ministerialrat Adolf Gstöttner, Professor Johann Hermanek und Hofrat Professor Dr. Rudolf Ritter Peitner v. Lichtenfels, jeder eine Zierde seines Faches. Ein dauerndes, ehrenvolles Andenken ist ihnen sicher.“

Am 22. Juli feierte eines der allerältesten Mitglieder Regierungsrat Karl Ritter v. Hornbostel in voller Körper- und Geistesfrische den 80. Geburtstag; Ihr Vorstand hat dem Jubilar die Glückwünsche des Vereines persönlich überbracht. (Beifall.)

Im August wurde Sektions-Chef Dr. Wilhelm Exner in das Herrenhaus berufen. Unser Vereinsvorsteher hat sofort nach seiner Rückkehr vom Urlaube dem hochgeschätzten Kollegen in Ihrer aller Namen zu dieser ehrenvollen Berufung beglückwünscht. Ich möchte aber unsere Glückwünsche von dieser Stelle aus wiederholen. Wir können uns versichert halten, daß Sektions-Chef Dr. Exner seine Arbeitskraft auch in diesem Wirkungskreise dem technischen Fortschritte widmen wird, dem wir ja alle dienen. (Beifall.)

Mit Schluß des vorigen Sommersemesters wurde der Hochschule für Bodenkultur das Doktorpromotionsrecht verliehen. Mit Freude und Befriedigung sehen wir nun die zielverwandte Hochschule auch äußerlich den Technischen und Montanistischen Hochschulen gleichgestellt.

Die diesjährige Vereinsreise zum Besuche der südlichen Alpenbahnen, von der Eisenbahnbau-Direktion in äußerst entgegenkommender Weise unterstützt, verlief in jeder Richtung sehr befriedigend. Ich

danke allen jenen Kollegen, welche sich um die Vorbereitung und Durchführung dieser Veranstaltung bemüht haben, auf das herzlichste.

Während des Sommers wurde vom Verwaltungsrate beschlossen, über Antrag des ständigen Ausschusses für die bauliche Entwicklung Wiens, dem Herrn Bürgermeister von Wien eine Eingabe wegen Maßnahmen gegen die Verunstaltung der Straßenbilder zu überreichen (Zeitschrift Nr. 34) und über Antrag der Fachgruppe der Berg- und Hüttenmänner an die Berghauptmannschaften Wien, Prag, Krakau und Klagenfurt das Ansuchen zu richten, dem Honorartarife des Vereines Geltung zu verschaffen.

Unser Vereinskollege Ingenieur J. Deutsch spendete uns seine gesamte wertvolle Bibliothek. Einen weiteren willkommenen Zuwachs erhielt unsere Sammlung durch eine Spende von Ober-Bergrat Professor Lorber. Ich erlaube mir von dieser Stelle aus beiden Spendern unseren wärmsten Dank zu wiederholen. (Beifall.)

Dem Ablösungsfonds sind seit dem letzten Berichte beigetreten die Herren: Zdenko Ritter v. Wessely, Ludwig Eisenhuth, Dpl. Ingenieur Leopold Kliment, Adolf Spitz, Edmund Demuth, Albert Sailer, Wenzel Biziste, Franz Lorber, Berthold Tittinger, Johann Popovits, Julius Heinzer, Siegmund Brunn, Artur Oelwein, Anton Mayer, Anton Vogelsinger und Friedrich Reitlinger. In diesem Jahre haben im ganzen 47 Mitglieder ihren Beitrag abgelöst.

Eine größere Anzahl von Vereinskollegen besuchte den VII. Internationalen Eisenbahnkongreß in Washington, die Weltausstellung in Lüttich und den X. Internationalen Schifffahrtkongreß in Mailand. Bei letzterem war der Verein auch offiziell vertreten in der Person des Kollegen Hofrat Oelwein; bei der Feier des 40jährigen Jubiläums des Architekten- und Ingenieur-Vereines im Königreiche Böhmen, welche im Mai stattfand, hat unser Mandatar Ober-Inspektor Rudolff unsere Glückwünsche überbracht. Ferner wurden von unseren Mitgliedern besucht: der I. Internationale Kongreß für Schulhygiene in Nürnberg, die V. Versammlung von Heizungs- und Lüftungs-Fachmännern in Hamburg, die XXIV. Jahresversammlung des Vereines der Gas- und Wasserfachmänner in Österreich-Ungarn in Wien, die 35. Delegiertenversammlung des Internationalen Verbandes der Dampfkesselüberwachungsvereine in Kassel, die XLI. Generalversammlung des Schweizerischen Ingenieur- und Architekten-Vereines verbunden mit dem 50jährigen Jubiläum des Polytechnikums in Zürich, die 77. Versammlung deutscher Naturforscher und Ärzte in Meran, die Hauptversammlung des deutschen Verbandes für die Materialprüfungen der Technik in Dresden und der allgemeine österreichische Baumeistertag in Wien.

Der Verein war in Kassel durch Direktor Zwiauer, in Zürich durch Ingenieur Gams, am Allgem. österr. Baumeistertag durch den Vereinsvorsteher vertreten.

Am 17. Oktober war die feierliche Enthüllung des Denkmals am Ehrengrabe des großen Mathematikers Petzval, und tags darauf feierten wir hier in unserem Hause unser korrespondierendes Mitglied J. Kraft de la Saulx, welcher anlässlich der Denkmalenthüllung nach Wien gekommen war.

Drei bedeutende Veranstaltungen unseres Vereines gehen mit Schluß dieses Jahres der Vollendung entgegen: Das Werk „Das Bauernhaus in Österreich-Ungarn“ wird zur Jahreswende mit dem V. (Schluß-)Hefte fertig vorliegen und zur selben Zeit wird das Werk „Wien zu Anfang des 20. Jahrhunderts“ in seinem II. Bande vollendet sein. Die Arbeiten am Modelltheater sind so weit vorgeschritten, daß die öffentlichen Brandproben noch in diesem Jahre stattfinden können. Ich mache darauf aufmerksam, daß das Probetheater nur Raum für 30 Zuschauer enthält. Es wird daher die Besichtigung desselben nur in Gruppen stattfinden können.

Die Fassaden unseres Hauses und des Nachbarhauses sind im Sommer einer gründlichen Renovierung unterzogen worden. Unser Kollege Baurat Julius Koch hatte die Liebenswürdigkeit, im Einvernehmen mit dem n.-ö. Gewerbeverein die Durchführung dieser Arbeit einzuleiten und zu überwachen. Wie Sie gesehen haben, ist die Arbeit glänzend durchgeführt worden; danken wir Herrn Baurat Koch dafür auf das herzlichste. (Beifall.)

Auch für diesen Winter sind wir mit Vorträgen gut versorgt. Das soll aber niemanden abhalten, einen Vortrag anzumelden, da Einschreibungen stets vorgenommen werden können.

Von den uns befreundeten Vereinen liegen Eintrittskarten für ihre Versammlungen in unserer Kanzlei bereit.

American Society of Civil Engineers ladet uns in kollegialer Weise ein, bei einem gelegentlichen Aufenthalte in New York Lesezimmer und Bibliothek ihres Hauses zu besuchen und den Versammlungen anzuwohnen, welche am 1. und 3. Mittwoch jedes Monats, Juli und August ausgenommen, abgehalten werden und um 8½ Uhr abends beginnen.

Im Laufe des Sommers konstituierte sich in Tetschen der Deutsche Geometerverein. Wir begrüßen diese zielverwandte Vereinigung mit den besten Wünschen für ein kräftiges Gedeihen, und werden wir gewiß gegebenenfalls deren Bestrebungen unterstützen.

Der Frankfurter Architekten- und Ingenieur-Verein zeigt uns die Zusammensetzung seines Ausschusses für das 39. Vereinsjahr 1905/1906 an. Demselben gehören an die Herren Stadtbauinspektor Berg als Vorsitzender, Stadtrat Schumann als dessen Stellvertreter, Ingenieur Askenasy als Schriftführer, städtischer Baumeister Sattler als Kassier und Ober-Ingenieur Streng als Bibliothekar.

Die Architektenvereinigung „Wiener Bauhütte“ veranstaltet aus Anlaß des 80. Geburtstages des verewigten Meisters Friedrich Schmidt am 19. d. M. eine Gedenkfeier. Ihr Vorstand wird bei dieser Feier unseres unvergeßlichen Vorstehers unseren Verein, welchen er so lange Jahre geleitet hat, vertreten, und ich lade die Herren ein, recht zahlreich dieser Ehrung beizuwohnen. Um 10 Uhr vormittags ist die Bekränzung des Schmidt-Denkmales hinter dem Rathause und um 11 Uhr die Festversammlung im Sitzungssaale des Rathauses.

Der Vorsitzende gibt die Tagesordnungen der nächstwöchentlichen Versammlungen bekannt und erteilt hierauf Herrn Regierungsrat Karl Ritter v. Hornbostel das Wort. Derselbe dankt für die ihm anlässlich seines 80. Geburtstages gewordene Ehrung und regt an, die Architekten im Vereine mögen den Neubau am Bauernmarkt einer Besprechung unterziehen. Der Vorsitzende bemerkt, daß er diese Anregung der Fachgruppe für Architektur und Hochbau bekanntgeben wird.

4. Herr Kasseverwalter Ober-Inspektor Karl Scheller stellt und begründet namens des Verwaltungsrates den Antrag, dem Studentenheim an der Hochschule für Bodenkultur eine einmalige Spende von K 500 aus Vereinsmitteln zu widmen. Nachdem Herr Hofrat Prof. Artur Oelwein diese Widmung wärmstens unterstützt hat, wird der Antrag einstimmig angenommen.

Der Vorsitzende dankt der Versammlung für die einstimmige Entschließung sowie dem Herrn Berichterstatter für seine

Mühewaltung, schließt, da sich niemand zum Worte meldet, die Geschäftsversammlung und ladet Herrn Baurat Wolfgang Freiherr v. Ferstel ein den Vortrag zu halten: „Internationale Ziele der elektrischen Vollbahntraktion“.

Der Vortragende gibt eine Übersicht über die bestehenden und geplanten elektrischen Hauptbahnbetriebe und scheidet dieselben in zwei Hauptarten, u. zw. Bahnen, welche in dichtbesiedelten Industriegebieten liegen und einen sehr regen Verkehr aufweisen; dazu gehören Stadtbahnen, Fernbahnen, welche in Verkehrszentren einmünden und solche, die verkehrsreiche Städte miteinander verbinden. Diese Bahnen eignen sich für den elektrischen Betrieb insbesondere darum, weil die hohe Anfahrbeschleunigung, welche die Verteilung der motorischen Kraft auf viele Achsen ermöglicht, eine rasche Abwicklung des Verkehrs zuläßt und weil ein sehr frequenter Betrieb mit kleineren Einheiten für die Ökonomie der elektrischen Zugförderung besonders günstig ist. Die zweite Art sind Bahnen mit schwächerem Verkehr, bei welchen die elektrische Zugförderung in dem Falle wirtschaftlich günstig ist, als Wasserkräfte für die Erzeugung des Betriebstromes zur Verfügung stehen. Diese Bedingung trifft bei Gebirgsbahnen zu, deren hoher virtueller Koeffizient und deren große Entfernung von Kohlenrevieren den Betrieb mit Dampflokomotiven sehr kostspielig machen, wie dies in Schweden, der Schweiz, in Italien und in den österreichischen Alpenländern der Fall ist. Die Eisenbahnverwaltungen der genannten Länder beschäftigen sich in richtiger Erkenntnis der Vorteile, welche der elektrische Betrieb ihrer Strecken bieten wird, auch insgesamt mit der Einführung desselben, und es ist vorauszusetzen, daß noch vor Ablauf von wenigen Jahren große Teile der Eisenbahnnetze der genannten Länder für den elektrischen Betrieb eingerichtet sein werden.

Der Vortragende gibt überdies eine Berechnung der Anlagekosten für die zum elektrischen Betriebe nötigen Einrichtungen, welche auf eine 400 km lange, in den österreichischen Alpenländern gelegene Bahnstrecke bezogen ist, und eine vergleichende Darstellung der Zugförderungskosten beim Betriebe mit elektrischen und mit Dampflokomotiven. Aus dieser Rechnung geht hervor, daß der elektrische Betrieb auf solchen Strecken große wirtschaftliche Vorteile bietet, auf welchen ein Verkehr von über 1 Million Bruttotonnenkilometer für ein Bahnkilometer und ein Jahr besteht, deren durchschnittlicher virtueller Koeffizient nicht unter zwei liegt und welche so weit von Kohlenrevieren entfernt sind, daß die Kohle an der Verbrauchsstelle inklusive Transportkosten über K 15 für eine Tonne kostet. Diese Voraussetzungen treffen für die österreichischen Alpenländer bei ungefähr 3000 km Bahnstrecken zu. Die österreichische Staatseisenbahnverwaltung beschäftigt sich auch eingehend mit den Vorbereitungen zur Einführung des elektrischen Betriebes auf ihren in den Alpenländern gelegenen Bahnstrecken.

Der einstündige Vortrag fesselt durch die Fülle der gebotenen Daten die Versammlung, welche lebhaften Beifall spendet.

Der Vorsitzende schließt, da sich niemand zum Worte meldet, die Sitzung, von der Zustimmung der Anwesenden begleitet mit den Worten: „Ich erlaube mir Herrn Baurat Baron Ferstel für die lichtvollen Darlegungen des gerade jetzt so aktuellen Themas, das er so virtuos beherrscht, meinen verbindlichsten Dank auszusprechen.“

Schluß der Sitzung nach 8½ Uhr abends.

Der Schriftführer: C. v. Popp.

Beilage B.

Veränderungen im Stande der Mitglieder

in der Zeit vom 26. September bis 4. November 1905.

I. Gestorben sind die Herren:

- Atzinger Ernst, Bau-Oberkommissär der k. k. österr. Staatsbahnen in Meran;
- Frank Josef, Ober-Inspektor der Südbahn in Wien;
- Koevrlisch Jakob, Ingenieur der Bauunternehmung Redlich & Berger in Wien;
- Lamatsch Rudolf, Inspektor, Streckenchef der österr.-ung. Staatseisenbahn-Gesellschaft in Wien.

II. Ausgetreten sind die Herren:

Fürstenau Oskar, Architekt, Lehrer der k. k. deutschen Staatsgewerbeschule in Pilsen;

Kauders Otto, Hüttendirektor a. D. in Wien;

Kindij Michael, k. k. Forstpraktikant in Zara;

Wehler August, k. u. k. Major, kommandiert beim Geniestabe in Wien.

Vermischtes.

Personal-Nachrichten.

Der Minister des Innern hat Herrn Ober-Ingenieur Franz Srb zum Baurat für den Staatsbaudienst in Schlesien ernannt.

Rektor und Senat der Technischen Hochschule zu Berlin haben durch einstimmigen Beschluß auf Antrag des Kollegiums der Abteilung für Bau-Ingenieurwesen Herrn Geheim. Ober-Baurat Otto Sarrazin in Anerkennung seiner hervorragenden Verdienste um die Förderung der technischen Wissenschaften die Würde eines Doktor-Ingenieurs ehrenhalber verliehen.

Allgemeine Ausstellung für Volksernährung und Gesundheitspflege, Haus- und Wohnungshygiene Wien 1906.

Diese Ausstellung findet in der Zeit vom 24. März bis 16. April 1906 in den Sofiensälen in Wien statt. Nähere Auskünfte werden im Ausstellungsbureau, III Marxergasse 13, erteilt.

Association générale des Ingénieurs, Architectes et Hygiénistes municipaux de France. In der Zeit vom 22. bis 25. November l. J. wird in Paris, Salle du Musée social, 5 Rue las cases, die erste Versammlung dieser neugegründeten Vereinigung mit folgender Tagesordnung abgehalten werden: Am 22. November nachmittags konstituierende Versammlung und Empfang im Rathause. Am 23. November vormittags Vorträge der Herren Dr. Martin über „Die Tätigkeit der kürzlich in Frankreich neu errichteten städtischen Dienstzweige für hygienische Angelegenheiten“ und Dr. Imbeaux über „Die Wasserleitungen und Filteranlagen der wichtigsten Städte der Vereinigten Staaten“; nachmittags Besichtigung der Filterwerke der Stadt Paris in Ivry, einer Desinfektionsanstalt und einer Abfall-Zerkleinerungsanlage. Am 24. November Vorträge der Herren Kemna über „Die Biologie des Sandfilters“, Fabre über „Die Aufforstung als Schutz der wasserhaltigen Becken in bezug auf Güte und Menge“ und Gérard „Über neuere Versuche der Erzeugung und Nutzbarmachung des Ozons hinsichtlich der Wasserreinigung“; Ausstellung von neueren Apparaten und Publikationen; nachmittags Besuch der Filteranlage in Suresnes (die neueste und vollkommenste Filteranlage) und der Abwässeranlage der Compagnie de Salubrité de Levallois-Perret. Am 25. November Exkursion unter Leitung der städtischen Ingenieure zu den Quellfassungsanlagen von Loing und Lunain. Näheres ist aus dem Programme zu ersehen, welches in der Vereinskasse zu Einsichtnahme aufliegt.

Wettbewerb.

Wettbewerb für die bauliche Ausgestaltung der Abschlußmauer des Kirchenplatzes in Villach („Zeitschrift“ Nr. 25 und 29 l. J.). Das hierfür eingesetzte Preisgericht, bestehend aus den Herren P. Grueber, Ober-Baurat und Konservator in Klagenfurt, Eugen Faßbender, Baurat in Wien, und Ludwig Aichelberg, Gemeinderat in Klagenfurt, hat den ersten Preis (K 400) dem Architekten Alfred Keller in Wien und den zweiten Preis (K 200) dem Architekten Fritz Tasche in Bonn zuerkannt. Zum Ankauf wurde empfohlen das Projekt mit dem Kennworte „Rauterhäuschen“; die lobende Anerkennung wurde den Projekten „Naturstein“ und „Die Engel wachen“ zugesprochen.

Mitteilungen des ständigen Wettbewerbs-Ausschusses.

Zum internationalen Wettbewerbe zur Erlangung des Entwurfes für den Friedenspalast mit Bibliothek im Haag. (Nr. 34 l. J. S. 487). Mit Bezug auf diesen von der Carnegie-Stiftung veranlaßten Wettbewerb haben sich zwei Vereine in Amsterdam zu Beschlüssen veranlaßt gesehen, die sie der genannten Stiftung und den Architekten-Vereinen des In- und Auslandes zur Kenntnis brachten. Zunächst beschloß die „Genootschap Architectura et Amicitia“ in ihrer Versammlung am 27. September, laut Zuschrift vom 18. Oktober die folgende Resolution: „Die Versammlung, in Anbetracht daß zur

Konkurrenz für den Friedenspalast alle Architekten eingeladen sind, jedoch einzelne unter finanziell günstigen Bedingungen eine spezielle Einladung erhalten haben, ist von Urteil, daß dadurch für die letzteren ein Vorrecht geschaffen wurde, wodurch das Prinzip der absoluten Gleichheit nicht eingehalten ist.“ Dagegen hat die Generalversammlung der „Gesellschaft zur Beförderung der Baukunst“, nach einem vom 19. Oktober datierten Schreiben „die Programmbestimmungen des Wettbewerbes für den Entwurf des Friedenspalastes genehmigt.“ Wir haben keine Veranlassung, uns gegen die schon in unserer früheren Mitteilung erwähnte Programmbestimmung, der besonderen Einladung einzelner Architekten auszusprechen, auch wenn diese unter finanziell günstigen Bedingungen erfolgt, was im Programme der Carnegie-Stiftung nicht gesagt, aber ohneweiters anzunehmen war, da andernfalls die besondere Einladung wohl nicht der Erwähnung bedurft hätte. Zur sachlichen Beurteilung der von der „Genootschap Architectura et Amicitia“ ausgesprochenen Meinung kommt zu erwägen, daß es überhaupt keinem Bauherrn versagt sein kann, den Kreis der Architekten selbst zu bestimmen, den er zum Wettbewerbe heranzuziehen wünscht, und daß es ebensowenig als ungerechtfertigt bezeichnet werden kann, wenn er, um die Teilnahme hervorragender Architekten oder von solchen, die eine besondere, ihm zusagende Richtung verfolgen, an einem allgemeinen Wettbewerbe zu erlangen, solche Architekten mit Zusicherung eines besonderen Honorars zur Anteilnahme einladet. Eine absolute Gleichheit wird damit bei der Einladung zum allgemeinen Wettbewerbe nicht eingehalten, daraus folgt aber noch nicht, daß bei der Beurteilung der Entwürfe ein ungleicher Maßstab angelegt werden wird, und nur dies wäre ungerecht und unbedingt verwerflich. Aus den Ergebnissen mancher früherer Wettbewerbe ist es bekannt, daß sich hervorragende Architekten nur selten zur Teilnahme an allgemeinen Wettbewerben entschließen, daß also ein Bauherr, wenn er sich deren Teilnahme zu sichern wünscht, so wie die Carnegie-Stiftung vorzugehen genötigt ist; es muß aber auch daran erinnert werden, daß gelegentlich mancher beschränkter Wettbewerbe aus den Kreisen der jüngeren, dazu nicht eingeladenen Architekten, die Anregung hervorging, jene Wettbewerbe dahin zu erweitern, daß sich, außer den eingeladenen und für ihre Entwürfe honorierten Architekten, auch alle anderen Architekten daran beteiligen können. Es ist dies ein Wunsch, dessen Erfüllung ebenso sehr im Interesse der Architektenschaft als in jenem der Bauherren liegt. Den Architekten wird dadurch uneingeschränkt Gelegenheit gegeben, ihre Ideen zur Lösung der jeweilig gestellten Aufgabe preiswerbend zur Darstellung zu bringen; für den Bauherrn erwächst aber daraus der Vorteil, die Aufgabe, die er dem Architekten stellt, in weit größeren Kreisen studiert zu sehen, wobei die Möglichkeit nicht ausgeschlossen ist, daß gerade solche Bewerber, die nicht besonders eingeladen waren, zu preiswürdigen Lösungen gelangen. Ein Vorrecht wird bei besonderer Einladung einiger Architekten zum allgemeinen Wettbewerbe oder durch Zulassung aller Architekten zu einem beschränkten Wettbewerbe für die eingeladenen und honorierten Architekten nicht geschaffen, mag die Anonymität bei Einreichung der Entwürfe einzuhalten sein oder nicht, wenn das Preisgericht, dessen Einverständnis mit der Art der Ausschreibung vor deren Veröffentlichung der Bauherr einzuholen hatte, in seiner überwiegenden Mehrzahl aus gewiegten, vom Bauherrn unabhängigen Fachmännern gebildet ist, bei denen ein streng gewissenhaftes, jeder Einseitigkeit fernes Vorgehen erwartet werden muß. Wenn also ein Bauherr über so reiche Mittel verfügt, daß er, wie im vorliegenden Falle, nicht nur genügend hohe Preise auszusetzen, sondern auch für besonders eingeladene Architekten Honorare zu bestimmen in der Lage ist, so wird ein solches Vorgehen, besonders wenn es sich um eine wichtige monumentale Anlage handelt, als sachlich nützlich und richtig zu bezeichnen und somit auch von der Architektenschaft umso freudiger zu begrüßen sein, als bei solchem Vorgehen ein Mißerfolg des Wettbewerbes fast mit Gewißheit als ausgeschlossen erscheint. Nicht unterdrücken können wir wohl unser

Bedauern darüber, daß von Seite der Carnegie-Stiftung eine Mitteilung über die zum Wettbewerbe besonders eingeladenen Architekten bisher nicht erfolgte, obwohl wir und die „Deutsche Bauzeitung“ in Berlin gleichzeitig, übereinstimmend die betreffende Bekanntgabe als dringend wünschenswert bezeichnet haben. Für die nicht besonders eingeladenen Architekten ist es eben von Wichtigkeit, die Namen der Personen zu kennen, denen die Ehre zu Teil wurde, besonders eingeladen zu werden.

Offene Stellen.

83. Beim k. k. Hauptmünzamt in Wien gelangt eine Elevenstelle mit einem jährlichen Adjutum von K 1200 zur Besetzung. Bewerber müssen montan- oder chemisch-technische Fachstudien an einer inländischen Hochschule mit gutem Erfolge vollständig absolviert haben. Gesuche, mit den erforderlichen Dokumenten belegt, sind bis 17. November l. J. bei der Direktion des k. k. Hauptmünzamtes einzureichen.

84. Bei der Lehrkanzel für Hochbau I (Baukonstruktionen und Hochbaukunde) an der Technischen Hochschule in Graz gelangt die Assistentenstelle zur Besetzung. Mit derselben ist eine Jahresremuneration von K 1800 verbunden. Die Ernennung erfolgt auf zwei Jahre und kann bei zufriedenstellender Dienstleistung auf weitere zwei Jahre, eventuell auf ein fünftes und sechstes Jahr verlängert werden. Bewerber, welche die zweite Staatsprüfung in der Hochbau-(Architektur-)Schule, bezw. in der Bau-Ingenieurschule abgelegt haben, wollen ihre Gesuche mit den erforderlichen Nachweisen bis 25. November l. J. beim Rektorate dieser Hochschule einreichen.

85. Bei der Lehrkanzel für Hochbau an der deutschen Technischen Hochschule in Brünn gelangt mit 1. Jänner 1906 eine Konstrukteurstelle gegen eine Jahresremuneration von K 2400 zur Besetzung. Gesuche mit den erforderlichen Dokumenten sind bis 10. Dezember l. J. beim Rektorate dieser Hochschule einzureichen.

86. Bei der Baudirektion der Südbahn kommen mehrere Hochbau-Ingenieurstellen zur Besetzung. Bewerber sollen österreichische Staatsbürger sein, die Bauschule einer österr. Hochschule (mit zwei Staatsprüfungen) absolviert haben und wenn möglich eine mehrjährige Praxis nachweisen können. Nähere Auskünfte werden im Personalbureau der genannten Baudirektion, Südbahnhof, großes Administrationsgebäude, III. Stock Tür 4, erteilt.

Vergabung von Arbeiten und Lieferungen.

1. Anlässlich der Regulierung der Neulinggasse im III. Bezirke gelangen die erforderlichen Erd- und Pflasterungsarbeiten im veranschlagten Kostenbetrage von K 6634-06 und K 500 Pauschale im Offertwege zur Vergabung. Angebote sind bis 13. November l. J., vormittags 10 Uhr, beim Magistrat Wien einzureichen. Vadium 5%.

2. Wegen Vergabung des Baues der bei der Gemeinde Izdoba über den Tarcafluß aufzuführenden Brücke im veranschlagten Kostenbetrage von K 14.944-52 findet am 14. November l. J., vormittags 9 Uhr, beim Oberstuhlrichteramt in Kassa eine Offertverhandlung statt. Plan, Kostenanschlag und Bedingungen liegen beim dortigen k. u. Staatsbauamt zur Einsicht auf. Vadium 5%.

3. Vergabung der Eisenkonstruktionsarbeiten für die bei der Gemeinde Oszoda zu erbauende Revuczabachbrücke mit einer Spannweite von 17 m. Angebote sind bis 15. November l. J., mittags 12 Uhr, beim k. u. Handelsministerium in Budapest (Fachabteilung I/c) einzureichen, bei welcher auch die Bedingungen eingesehen und die Situationsskizze behoben werden kann.

4. Die Gemeinde Felesut vergibt im Offertwege den Bau eines Amtshauses im veranschlagten Kostenbetrage von K 15.995-51. Angebote sind bis 18. November l. J., vormittags 10 Uhr, beim Gemeindeamt einzureichen. Plan, Kostenanschlag und Bedingungen liegen in der Gemeindekanzlei zur Einsicht auf. Vadium 10%.

5. Die k. k. Staatsbahndirektion Stanislaw vergibt im Offertwege den Aufbau eines Stockwerkes über dem Magazinsmittelbau in der Station Stanislaw der Linie Lemberg-Itzkany. Die zu vergebende Leistung beläuft sich auf rund K 17.000. Angebote sind bis 24. November l. J., mittags 12 Uhr, beim Einreichungsprotokolle der genannten Direktion einzureichen. Projektpläne, Baubeschreibung, Kostenanschlag und Bedingungen liegen im dortigen Bureau für Bahnerhaltung und Bau zur Einsicht auf. Vadium K 850.

6. Anlässlich der Erweiterung der Kronberger Wasserleitung der Stadt Görz gelangen nachstehende Arbeiten im Offertwege zur Vergabung: a) Restaurierung der Fassungen und der Sammelkammer im veranschlagten Kostenbetrage von K 900; b) Reservoirherstellung im Kostenbetrage von K 40.407-16; c) Objekte längs der Leitung im Kostenbetrage von K 12.085-32; d) Lieferung der Rohrleitungen und Armaturen im Kostenbetrage von K 103.926-28; e) Montierung der Rohrleitungen im Kostenbetrage von K 19.034-49; f) Herstellung der Rohrgräben im Kostenbetrage von K 31.777-50; g) Betriebserhaltung der gegenwärtigen Wasserleitung (Pauschale) K 1000, im Gesamtbetrage von K 209.130-75. Angebote sind bis 30. November l. J., mittags 12 Uhr,

beim Einreichungsprotokolle des Munizipiums der Stadt Görz einzureichen, bei welchem auch (Abteilung II) Pläne, Kostenanschläge und Bedingungen eingesehen werden können. Vadium K 10.000.

Eingelangte Bücher.

Die folgenden Werke wurden der Bibliothek von Herrn Ing. J. Deutsch gespendet.

10.354 Berghaus, *Physikalischer Handatlas*. I. Meteorologie und Klimatographie. 15 Blatt. II. Hydrologie und Hydrographie. 16 Blatt. Folio. Gotha 1850.

10.355 *Handbuch für den Schiffbau*. Von W. H. White. Aus dem Englischen übersetzt von O. Schlick und A. v. Hulten. 80. 684 S. m. 134 Abb. Leipzig 1879.

10.356 *A Manuel of Road-Making*, comprising the Location, Construction and Improvement of Roads and Rail-Roads. By W. Gillespie. 80. 368 S. m. Abb. New York 1858.

10.357 *A practical Treatise on Concrete and how to make it*. By H. Reid. 80. 108 S. m. 5 Taf. London 1869.

10.358 *Practical Hydraulics*. A Series of Rules and Tables for the Use of Engineers. By Th. Box. 80. 51 S. m. 8 Taf. London 1867.

10.359 *Practical Military Surveying and Sketching*. By R. A. Drayson. 80. 192 S. m. Abb. London 1861.

10.360 *Wasserrecht*. Sammlung der Reichs- und Landesgesetze. 80. 788 S. 2. Aufl. Wien 1873.

10.361 *Die naturwidrige Wasserwirtschaft der Neuzeit*. Von A. Dieck. 80. 577 S. m. 1 T. Wiesbaden 1879.

10.362 *Beiträge zum österreichischen Wasserrechte*. Von A. Randa. 80. 67 S. Prag 1878.

10.363 *Umriss der Hydrographie*. 2. Abt.: Von den Gewässern des Festlandes. Von Dr. H. Berghaus. 80. 798 S. Stuttgart.

10.364 *Neueste Aufschlüsse in der Hydraulik* oder die mechanische Gleichgewichtsform, Verbindung und Bewegungsart des Wassers. Von A. Anderssohn. 80. 40 S. m. 16 Abb. Breslau 1870.

10.365 *Das Gesetz der Bewegung des Wassers, mathematisch begründet*. Von Junker. 80. 74 S. Koblenz 1867.

10.366 *Rationelle Benützung der Wasserkräfte* mittels eines neuen Apparates zur Transmission derselben. Von H. Schotter. 80. 28 S. m. 1 Taf. Gera 1873.

Geschäftliche Mitteilungen des Vereines.

TAGES-ORDNUNG

Z. 557 v. 1905.

der 2. (Wochen-) Versammlung der Tagung 1905/1906

Samstag den 11. November 1905.

1. Mitteilungen des Vorsitzenden.
2. Diskussion über die neuen Hafenbauten von Triest.

Vor der Versammlung findet im Eckzimmer eine Demonstration der neuen „Mikrophon-Sprechmuschel“ (Patent Dr. Knoll) statt.

Fachgruppe für Elektrotechnik.

Montag den 13. November 1905.

1. Mitteilungen des Vorsitzenden.
2. Vortrag des Herrn Ober-Ingenieur Dr. August Kann: „Statische Berechnung elektrischer Freileitungen“.

Fachgruppe der Maschinen-Ingenieure.

Dienstag den 14. November 1905.

1. Mitteilungen des Vorsitzenden.
2. Vortrag des Herrn Prof. Artur Budau: „Mitteilungen vom X. Internationalen Schiffahrtskongresse: Die Elektrizitätswerke Paderno, Vizzola und Trezzo“; mit Vorführung von Lichtbildern.

Fachgruppe der Bau- und Eisenbahn-Ingenieure.

Donnerstag den 16. November 1905.

1. Mitteilungen des Vorsitzenden.
2. Vortrag des Herrn Professor Artur Budau: „Die baulichen Anlagen der bedeutenderen hydroelektrischen Kraftzentralen Oberitaliens“; mit Vorführung von Lichtbildern.

Der heutigen Nummer liegt der vierte Bogen des „Vortrags-Zyklus über moderne Chemie“ bei.

Die Geschwindigkeitsregulierung der Turbinen

vom Ende der achtziger Jahre des vorigen Jahrhunderts bis auf den heutigen Tag.

Vortrag, gehalten in der Fachgruppe für Elektrotechnik am 10. April 1905 von Prof. A. Budau.

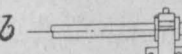
Vor Beginn meines Vortrages möchte ich mit einigen Worten die Gründe darlegen, welche mich veranlassen, in dieser Fachgruppe über einen Gegenstand vorzutragen, der doch mehr maschinenbaulicher als elektrotechnischer Natur ist.

Heutzutage trifft es sich gar oft — namentlich bei der Errichtung von hydrotechnischen Kraftzentralen —, daß Elektro- und Maschinen-Ingenieure gemeinsam an der Ausrüstung einer Anlage arbeiten müssen. Ich kann mir da nur denken, daß sich nicht allein der Maschinenbauer für die Schöpfungen seines Kollegen interessiert, sondern auch der Elektrotechniker gerne sein Augenmerk auf all das richten wird, was der erstere ausführt und ausprobiert.

Die Wirkungsweise einer Wasserkraftmaschine ist ja Ihnen allen bekannt. Strömendes Wasser verliert an Druck beim Durchgange durch die Turbine wie der elektrische Strom an Spannung beim Durchfließen der Bogen- und Glühlampen. Die Energie wird hier in Licht, dort in rotierende Bewegung verwandelt.

Schwierigkeiten für das Verständnis bieten dem nicht genügend Eingeweihten die zahlreichen, komplizierten Mechanismen, welche an einer modernen Turbine angebracht sind, um eine gute Geschwindigkeitsregulierung derselben zu ermöglichen. Diese Vorrichtungen — die Geschwindigkeitsregulatoren der Turbinen — sollen den Gegenstand meines heutigen Vortrages bilden, und aus den dargelegten Gründen hoffe ich dafür Ihr Interesse zu finden.

Ich will nicht darauf eingehen, *zur Turbine*
inwieweit die von den Herren Elektro-
Ingenieuren an die Turbinenregulatoren
gestellten Anforderungen mitunter die
Grenze des Möglichen und Erreichbaren
tangieren, bemerke aber, daß es nament-
lich diese gesteigerten Anforderungen waren, welche die Ma-
schinenbauer dazu gebracht haben, in den letzten 15 Jahren
diesem Zweige des Turbinenbaues große Beachtung zu
schenken und Lösungen zu finden, welche bei Turbinen
eine Gleichförmigkeit des Ganges gewährleisten, wie solche
auch von Dampfmaschinen nicht übertroffen wird.



Hingegen will ich versuchen, Ihnen den Werdegang der Turbinenregulatoren in den zwei letztverflossenen Decennien in großen Zügen darzulegen, Ihnen zu zeigen, wie stets und wieder auftauchende Schwierigkeiten auch immer wieder überwunden werden, welcher Aufwand von Scharfsinn und Erfindungsgeist da stattgefunden hat.

Als sich in den achtziger Jahren des vorigen Jahrhunderts die elektrischen Beleuchtungsanlagen, welche mit Wasserkraft betrieben wurden, zu mehreren begannen, da erscholl von allen Seiten der Ruf nach einer besseren Geschwindigkeitsregulierung der hydraulischen Motoren.

Dies war begreiflich; denn damals lag dieses Gebiet sehr im argen. Man kann den Maschinen-Ingenieuren des verflorenen Jahrhunderts den Vorwurf nicht ersparen, daß sie für dieses schwierige Problem nicht genügend geschult waren, demselben zu wenig Verständnis entgegenbrachten.

Namentlich dem Umstande, daß die Massenwirkungen der sich drehenden Teile nicht berücksichtigt wurden, ist es zuzuschreiben, daß wirklich brauchbare Turbinenregulatoren erst Mitte der neunziger Jahre auftauchten, obgleich das Bedürfnis hierfür besonders bei den Textilfabriken durch die ganze zweite Hälfte des vorigen Jahrhunderts da war.

Sehen wir uns so einen alten, indirekt wirkenden Regulator an, dessen Aufgabe es ist, den Wasserzufluß zum Motor der jeweiligen Belastung entsprechend zu regeln, so finden wir drei Hauptbestandteile:

1. den Fliehkraftregler,
2. ein Wendegetriebe,
3. einen Übertragungsmechanismus, der, von der Bewegung der Reglermuße abhängig, das Wendegetriebe bald in einem, bald in dem anderen Drehsinne einschaltet.

Die Kehrwellen des Wendegetriebes ist durch mannigfache, den jeweiligen Ortsverhältnissen angepasste Triebwerksteile mit dem Absätzungsorgane der Turbine verbunden.

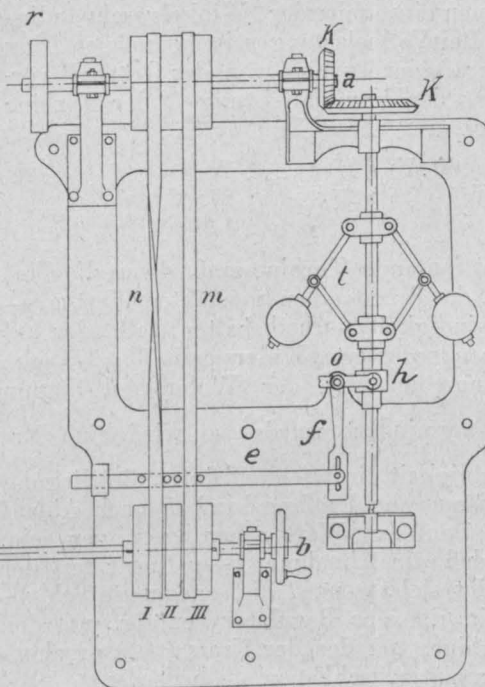


Abb. 1.

Abb. 1 stellt einen alten, indirekt wirkenden Turbinenregulator dar.

Der von der Riemenscheibe r , Welle aa und Kegelpaar k angetriebene Fliehkraftregler t verstellt mittels eines in o drehbar gelagerten Winkelhebels f die Riemenführungsstange e des aus einer Fest- und zwei Losscheiben bestehenden Riemenwendegetriebes. Bei Hebung der Reglermuffe h wird der gekreuzte Riemen n von der Leerscheibe I auf die nur halb so breite Festscheibe II überführt, wodurch die Drehung der Regulierwelle bb in schließendem Sinne erfolgt. Bei Senkung der Reglermuffe kommt der offene Riemen m in Wirksamkeit, und nun dreht sich die Welle bb in einem dem vorigen entgegengesetzten, also öffnenden Sinne. Ist die Reglermuffe h in der Mittelstellung, was bei normaler Geschwindigkeit der Turbine und der davon angetriebenen Maschinen der Fall ist, so ist das Wendegetriebe in Ruhe.

Dieser Regulator arbeitet also so, daß Abschluß der

Turbine so lange statthat, als sich die Reglermuffe über der Mittelstellung befindet, die Tourenzahl daher höher als die normale ist, und umgekehrt, daß Eröffnung des Leitapparates bewirkt wird, so lange die Muffe sich in tieferer Lage, als es der Mittelstellung entspricht, befindet.

Diese Eigenschaft haben alle älteren, indirekt wirkenden Regulatoren und konnten deshalb nur sehr unvollkommen wirken, da bei dieser Anordnung ein Überregulieren und dadurch verursachte endlose Geschwindigkeitsschwankungen unvermeidlich sind. Dies soll in folgendem nachgewiesen werden.

Denken wir uns die gesamten sich drehenden Massen der Maschinengruppe oder der Fabriksanlage durch diejenige eines Schwungringes vom Radius $= 1m$ ersetzt, der auf der Turbinenwelle aufgekeilt sei. Die Masse Θ dieses ideellen Schwungringes gibt dann das gesamte Trägheitsmoment der Anlage, auf die Turbinenwelle reduziert.

Bezeichnet n die mittlere Umlaufzahl der Turbinenwelle, $n_1, n_2 \dots$ jene der einzelnen Transmissionsstränge, welche die reduzierten Trägheitsmomente Θ_1, Θ_2 besitzen mögen, so bestimmt sich Θ aus der Formel:

$$\Theta = \Theta_1 \left(\frac{n_1}{n} \right)^2 + \Theta_2 \left(\frac{n_2}{n} \right)^2.$$

Die Umfangsgeschwindigkeit des Ringes sei ω , die, da $R=1$ angenommen ist, mit der Winkelgeschwindigkeit übereinstimmt. Bei Vollbelastung sei eine auf den Ring reduzierte Umfangskraft der Turbine von der Größe P vorhanden, die sich aus der Maximalleistung N der Turbine mit Hilfe der Formel

$$P = \frac{60.75}{2\pi} \cdot \frac{N}{n} = 716 \frac{N}{n}$$

bestimmen läßt.

Für die belastet laufende Turbine muß, wenn die Winkelgeschwindigkeit ω des Ringes einen konstanten Wert ω_n — die normale Geschwindigkeit — beibehalten soll, der auf den Umfang desselben reduzierte Widerstand $W = P$ sein.

Nehmen wir nun an, daß der Widerstand W um $\frac{W}{\mu} = \frac{P}{\mu}$ plötzlich vermindert wurde, so wird eine Erhöhung der Geschwindigkeit eintreten und durch die Wirkung des Reguliermechanismus die Umfangskraft P nach Ablauf einer gewissen Zeit t auf den Wert p herabgegangen sein. Setzt man voraus, daß die Abnahme $P-p$ linear mit der Zeit erfolge, so ergibt sich, wenn T die sogenannte Schlußzeit — d. i. die Zeit, die der Regulator benötigt, um den Leitapparat der Turbine, von der der Kraft P entsprechenden Eröffnung ab, ganz abzuschließen — bedeutet

$$\frac{P-p}{P} = \frac{t}{T} \text{ oder } p = P \frac{T-t}{T}.$$

Wendet man weiters die bekannte Grundgleichung der Dynamik an:

$$\Theta \frac{d\omega}{dt} = p - W'$$

und setzt darin

$p = P \cdot \frac{T-t}{T}$ und $W' = P - \frac{P}{\mu} = P \left(1 - \frac{1}{\mu} \right)$ ein, so schreibt sich dieselbe:

$$\Theta \frac{d\omega}{dt} = P \cdot \left(\frac{T-t}{T} - 1 + \frac{1}{\mu} \right)$$

oder

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{P}{\Theta} \left(\frac{1}{\mu} - \frac{t}{T} \right),$$

multipliziert man beiderseits mit dt , und integriert man beide Seiten der Gleichung, so folgt:

$$\omega = \frac{P}{\Theta} \left(\frac{t}{\mu} - \frac{t^2}{2T} \right) + C.$$

Für $t=0$ ist $\omega = \omega_n$ zu setzen, daher ist

$$C = \omega_n$$

und

$$\omega = \omega_n + \frac{P}{\Theta} \left(\frac{t}{\mu} - \frac{t^2}{2T} \right) \dots \dots \dots \text{I).}$$

Trägt man nun unter Zugrundelegung irgend eines Maßstabes die Zeiten t als Abszissen, die Geschwindigkeiten ω als Ordinaten in Beziehung auf ein rechtwinkliges Koordinatensystem auf (s. Abb. 2), so erhält man eine Kurve, die, wie aus der Gleichung I) hervorgeht, eine Parabel ist.

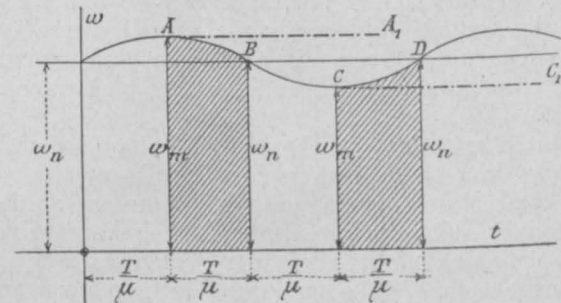


Abb. 2.

Die Achse der Parabel ist parallel der Ordinatenachse und im Abstände $\frac{T}{\mu}$ von derselben entfernt.

Der Scheitel hat die Ordinate

$$\omega_m = \frac{P}{2\Theta} \cdot \frac{T}{\mu^2} + \omega_n \dots \dots \dots \text{II).}$$

Man erkennt, daß nach Ablauf der Zeit $2 \frac{T}{\mu}$ wieder die Winkelgeschwindigkeit ω_n hergestellt ist, während schon nach Verlauf der halben Zeit Gleichgewicht zwischen Kraft und Last besteht; die Tangente an die Zeitgeschwindigkeitskurve schließt nämlich in dem dieser Zeit entsprechenden Punkte A den Winkel Null mit der Abszissenachse ein, woraus hervorgeht, daß in diesem Punkte $\frac{d\omega}{dt} = 0$, d. h. keine Beschleunigung da ist, was nur dann der Fall sein kann, wenn die treibende Kraft gleich dem Widerstande, d. i. $p = W'$ ist.

Würde in diesem Augenblicke der Regulator zu wirken aufhören, so würden sich die Turbine und die von ihr betriebenen Maschinen mit der höheren Geschwindigkeit ω_m weiter drehen. Da aber der Regulator erst im Punkte B, d. i. wenn die normale Tourenzahl erreicht ist, zu schließen aufhört, so folgt, daß von A bis B mehr geschlossen hat, als für Gleichgewicht zwischen Kraft und Widerstand nötig war, daß er also übergearbeitet hat.

In B entspricht sonach die Stellung der Leitrad-eröffnung dem Widerstande W' nicht, sondern es ist die Turbine um den Betrag $W - W'$ mehr belastet, als der Wasserzufluß verlangt; infolgedessen tritt weitere Verlangsamung der Drehung ein, und nun sinkt die Reglermuffe in die tiefere Stellung, und der Regulator beginnt zu öffnen. Die Drehung erfolgt nunmehr nach dem Gesetze

$$\omega = \omega_n - \frac{P}{\Theta} \left(\frac{t}{\mu} - \frac{t^2}{2T} \right) \dots \dots \dots \text{II);}$$

die Geschwindigkeitskurve ist wieder eine Parabel mit dem Scheitel in C. In diesem Punkte tritt auch wieder Gleichgewicht zwischen Kraft und Widerstand ein; da aber die

Reglermuffe noch weiter in der tieferen Stellung verharret, so findet weitere Eröffnung des Leitapparates statt bis zum Punkte *D*, wo sich die Reglermuffe in der Mittelstellung befindet und der Regulator zu wirken aufhört, nachdem er aber nochmals von *C* bis *D* übergearbeitet hat. So geht es endlos weiter. In Abb. 2 sind die Perioden des Überarbeitens durch Schraffierung hervorgehoben.

Damit ist die theoretische Unmöglichkeit eines guten Wirkens der älteren, indirekt wirkenden Turbinenregulatoren nachgewiesen.

Die Betrachtung von II) läßt erkennen, daß die einer Belastungsänderung folgende Geschwindigkeitsabweichung bei gleichen Belastungsänderungen $\left(\frac{1}{\mu}\right)$ außer von diesen noch wesentlich von der Schlußzeit *T* und dem Verhältnisse $\frac{P}{\Theta}$ abhängt und umso größer sein wird, je größer die Schlußzeit und je größer das Verhältnis $\frac{P}{\Theta}$, d. i. je weniger Schwungmasse da ist.

Nebenumstände, auf die ich aber hier nicht näher eingehen will, können in gewissen Fällen den Regulierungsvorgang verbessern, in anderen denselben wieder verschlechtern, in welchem letzterem Falle die periodischen Schwankungen der Tourenzahl immer größer und größer werden, der Regulator immer mehr und mehr abschließt und eröffnet, bis endlich das Spiel des Regulators ein ganzliches Eröffnen und ein ganzliches Abschließen der Turbine ist.

Als diese Erkenntnis anfangs der neunziger Jahre des vorigen Jahrhunderts den Konstrukteuren — aber nur einzelnen — aufdämmerte, begannen sie auf Mittel und Wege zu sinnen, um Regulatoren zu bauen, die von dem zuvor erörterten theoretischen Übelstand frei sind, d. h. die dann auslösen, wenn die Geschwindigkeitsabweichung bei Entlastung ihren höchsten oder bei Belastung ihren tiefsten Wert erreicht hat.

Zahlreich sind die Regulatorkonstruktionen, die unter Zugrundelegung dieses Erfindergedankens damals aufgetaucht sind.

(Der Vortragende erklärt an vorgeführten Lichtbildern die Regulatoren von Billeter, Belloni*) und auch zwei von ihm erdachte Regulatorprojekte und erörtert die Vor- und Nachteile der einzelnen Konstruktionen und die Unmöglichkeit derselben, gut zu arbeiten.)

Mehrere Jahre vorher (angeblich 1885) hatte die Firma Faesch & Piccard in Genf einen hydraulischen Regulator ausgeführt, der — im wesentlichen dem Regulator mit Dampfenergie von v. Lüde**) nachgebildet — eine korrekte Lösung des Problems der Turbinenregulierung darstellt. Dieser Regulator ist so allgemein bekannt und findet sich so oft in der Literatur beschrieben vor***), daß ich eine nähere Erörterung für überflüssig halte; ich betone aber, daß die Firma Faesch & Piccard unbedingt die Ehre für sich beanspruchen kann, den ersten, theoretisch richtigen Turbinenregulator erbaut und in Betrieb gesetzt (also nicht bloß erfunden) zu haben.

Ein weitaus erfolgreicherer Versuch, theoretisch richtige Turbinenregulatoren mit mechanischen Wendegetrieben herzustellen, ist von der Firma J. M. Voith in Heidenheim (seit 1903 auch in St. Pölten) Ende der achtziger Jahre und Beginn der neunziger Jahre gemacht worden, wo der damalige Direktor dieser Fabrik und jetzige Geheime Baurat

Professor A. Pfarr, in Anlehnung an vom Professor Linke in Darmstadt gegebene Anregungen, einen Regulator in Ausführung brachte, der sich sehr gut bewährt und überaus zahlreiche Ausführungen erlebt hat.*)

Dieser Regulator hat im Laufe der Jahre manche Verbesserung erfahren; so wurde namentlich der ursprünglich an demselben angebrachte Ölkatarakt durch ein mechanisches Hemmwerk**) ersetzt, und statt der Gewichtsregler wurden Federregler angebracht.

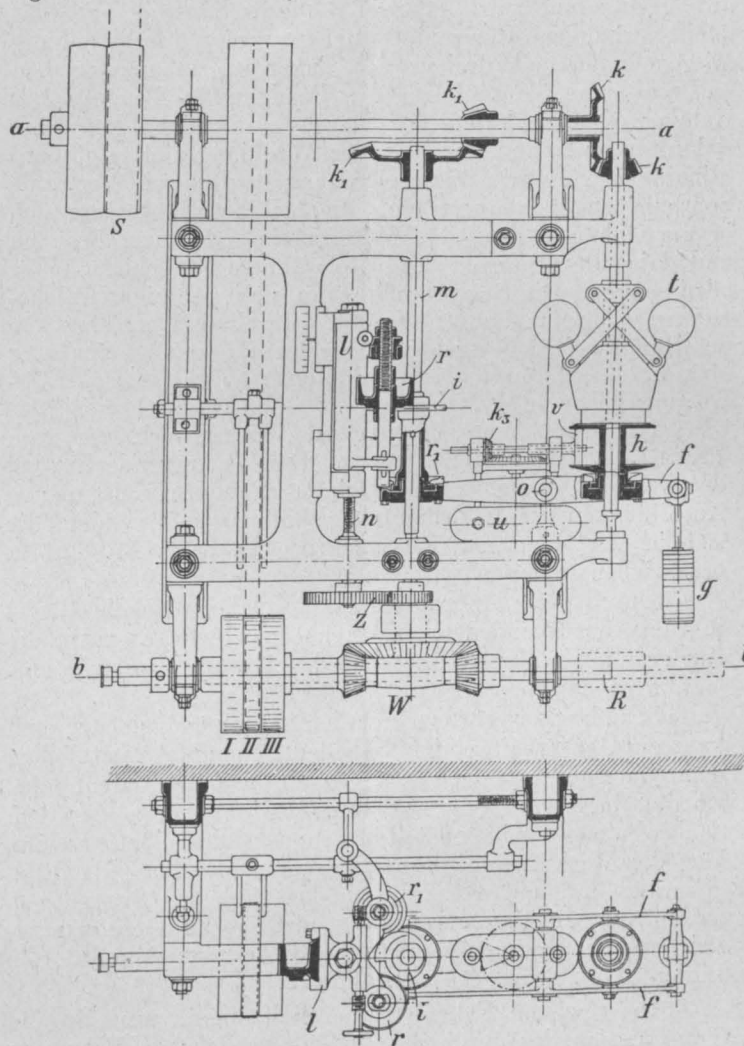


Abb. 3.

Eine neuere, noch zu Beginn dieses Jahrhunderts angewendete Ausführungsweise dieses Regulators stellt Abb. 3 im Aufriß und Grundriß dar. Wie in Abb. 1 wird eine obere Vorgelegewelle *a a* von der zu reglenden Fabrikstransmission angetrieben, welche durch Kegelräder *k* den Fliehkraftregler *t* und durch weitere Zahnräder *k*₁ eine vertikale Welle *m* antreibt, auf welcher der Schlagdaumen *i* längsverschieblich angebracht ist. Ein kräftiger Doppelhebel *f*, der in *o* seinen Drehpunkt hat, überträgt mittels zweier Gleitteller die Bewegung der Reglermuffe auf den Schlagdaumen. Die zwei, auf einem vertikal verschiebbaren Support *l* schwingend gelagerten Schlagrollen *r r* können durch eine von dem Wendegetriebe *w* angetriebene Schraubenspindel *n* je nach der Drehrichtung der Regulierwelle gehoben oder gesenkt werden. Durch diese Anordnung werden während des Regulierungsvorganges die Schlagrollen dem durch die Reglermuffe verschobenen Schlagdaumen nachgeführt, und ist die Anordnung so getroffen, daß, wenn der Schlagdaumen genau zwischen der Unterfläche der einen oder der Oberfläche

*) L'Industria Mailand 1893, Seite 114.

**) D. R. P. Nr. 22442, „Z. d. V. d. I.“ 1885, Seite 151.

***) Cappa S. Sul regulatore Piccard. „Genio civile“ 1889; Prof. Prášil. Die Turbinen und deren Regulatoren auf der Ausstellung in Genf 1896. „Schweizerische Bauzeitung“ 1896, Seite 177.

*) „Zeitschrift d. V. d. I.“ 1892, Seite 892.

**) D. R. P. Nr. 69179.

der anderen Schlagrolle hindurchgeht, der Riemen des Wendegetriebes auf die Losscheibe II überführt wird, wodurch ein Stillstand des Regulierungsvorganges eintritt, ohne daß es nötig wäre, daß die Reglermuffe in ihre Mittelstellung zurückkehrt. Dies wird bewirkt durch zwei niedere Ansätze an den Schlagrollen, die einen kleineren Durchmesser haben, so daß der Schlagdaumen die Rollenumfänge bei seiner Drehung tangiert. Die Reglerhülse hat eine Erweiterung h , in welche das Laufrad v des Hemmwerkes u mit geringerem Spiel eingreift. Dieses Laufrad und das damit verbundene Horizontalwellchen werden durch Reibung mitgenommen und drehen sich daher in einem oder dem anderen Sinne, je nachdem die Pendelmuffe Tendenz zur Hebung oder Senkung hat. Durch ein kleines konisches Zahnradpaar k_3 und durch in der Abbildung nicht sichtbare Stirnrädchen wird diese Drehung auf zwei vertikale Schraubenspindeln übertragen, die bei ihrer Bewegung sich in im Gehäuse befestigte Muttern ein- oder ausschrauben und dabei den Support des vorerwähnten Wellchens heben oder senken. Die Reglermuffe kann sich also nicht frei bewegen, sondern muß mit bestimmter, durch die Übersetzungen des Hemmwerkes festgelegter Geschwindigkeit steigen oder sinken, da sie durch das Laufrädchen v an der freien Bewegung gehemmt ist.

Das vorstehend beschriebene Hemmwerk ist vom Prof. A. Pfarr erdacht worden. Der Vortragende hat bei den von ihm ausgeführten Regulatoren andere konstruktive Ausbildungen dieses Erfindungsgedankens angewendet, die sich in der deutschen Patentschrift (D. R. P. Nr. 69.179) beschreiben finden.

Durch diese Anordnung, bei welcher also die Rückführung des Wendegetrieberiemens dann erfolgt, wenn die Reglermuffe in ihrer Aufwärts- oder Abwärtsbewegung einhält, wird der theoretischen Forderung, wie in Abb. 2 dargestellt und zuvor erörtert, ziemlich gut genüge geleistet, und kann ein Überarbeiten nicht in bedeutendem Maße stattfinden, denn im Punkte A oder C (Abb. 2), also im Augenblicke, wo die Reglermuffe ihren Bewegungssinn ändert, der dem Schlagdaumen nachteilige Rollensupport l denselben erreicht, hört die Wirkung des Regulators auf Verstellung des Leitapparates auf, und es wird sich das drehende System von da ab mit einer höheren oder niedrigeren Geschwindigkeit weiter bewegen, entsprechend den strichpunktirten Linien AA_1 , bzw. CC_1 der Abb. 2.

In gewissen Fällen, namentlich dann, wenn in der Transmission der durch die Turbine betriebenen Fabrik zu geringe Schwungmassen vorhanden sind, versagen auch diese Regulatoren, da Nebenumstände, die in den früheren theoretischen Darlegungen nicht berücksichtigt worden sind, einen fühlbaren und mitunter überwiegenden Einfluß auf den Regulierungsvorgang ausüben. Man konnte sich in solchen Fällen wohl noch dadurch helfen, daß man dem Fliehkraftpendel einen hohen Ungleichförmigkeitsgrad gab*), was aber nur da möglich war, wo die Turbine meistens nur mit einer bestimmten Belastung lief und Kraftschwankungen nur in sehr geringem Maße auftraten. Durch Mehrbelastung oder Entlastung der Reglermuffe mittels Zusatzgewichte mußte dann der Maschinenwärter, wenn die Turbine einmal dauernd stärker oder schwächer belastet zu laufen hatte, die mittlere Tourenzahl wieder herstellen. In Abb. 3 sind diese Gewichte g deutlich ersichtlich. Das war gewiß nichts Befriedigendes, und erfinderische Köpfe sann auf Verbesserungen, um die Tur-

binenregulatoren mit geringeren Ungleichförmigkeitsgraden gut wirkend zu machen. Ein einschlägiger Versuch des Vortragenden ist in Abb. 4 a, b, c dargestellt.

Der in folgendem beschriebene Grundgedanke hat mehrere Ausführungen erlebt und im Jahre 1895 an einem Wasserrade angebracht unter ziemlich schwierigen Verhältnissen sehr befriedigt*).

Die Wirkungsweise dieses Regulators, den man indirekt intermittierend nennen kann, ist folgende:

Durch den von der Welle aa angetriebenen Fliehkraftregler t wird bei Änderung der Tourenzahl eine Verschiebung der Riemengabel g bewirkt und dadurch das Wendegetriebe w nach der einen oder der anderen Umlaufrichtung in Betrieb gesetzt. Die Welle aa treibt mit Hilfe einer Schnecke ein Schneckenrad s (Abb. 4 c), welches durch Reibungsschluß mit einer Kurbelscheibe k in Verbindung ist, wie dies aus der Abb. 4 c deutlich hervorgeht.

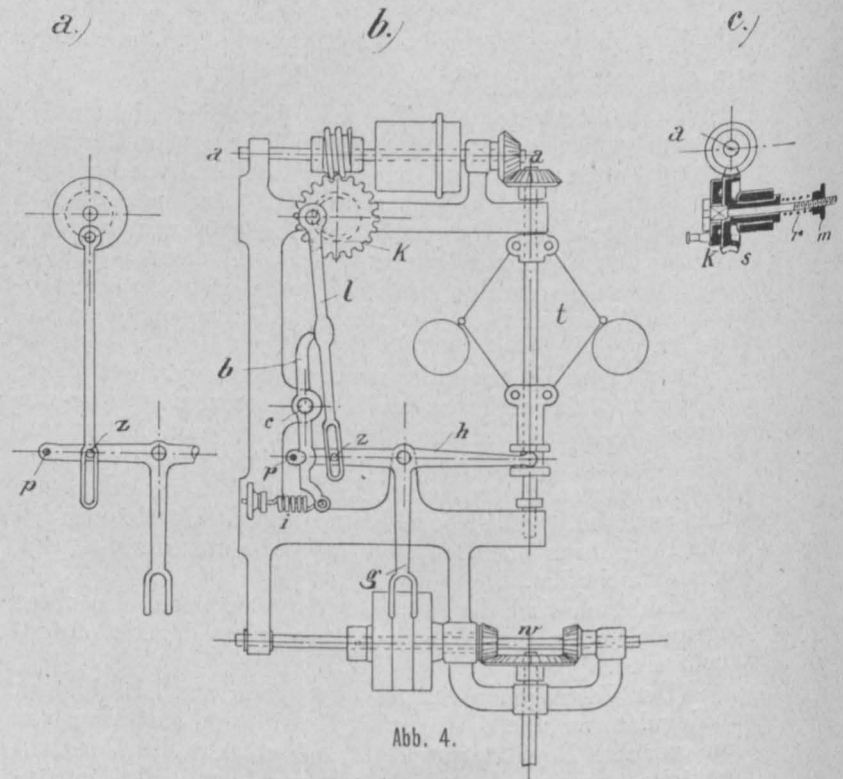


Abb. 4.

Kommt nun der Kurbelzapfen in die höchste Stellung, so wird durch die Stange l , deren unteres Ende mit einem taschenförmigen Fortsatz einen am Hebel h befindlichen Stift z umfaßt, die Riemengabel g in die normale Mittelstellung gedrückt, ebenso bei tiefster Stellung des Kurbelzapfens, wie in Abb. 4 a dargestellt. Hierbei muß die vom Regulator an der Muffe ausgeübte Kraft überwunden werden. Auf diese Weise wird also eine künstliche Verlängerung der Schlußzeit bewirkt. Bei größeren Geschwindigkeitsänderungen ist die Reibung zwischen Kurbel und Schnecke nicht hinreichend, um die Riemengabel entgegen der in diesem Falle energischeren Wirkung des Fliehkraftreglers zu verschieben. In diesem Falle findet zwischen beiden ein Gleiten statt, so daß eine Verlängerung der Schlußzeit in der früher beschriebenen Weise nicht eintreten kann. Um ferner die Wirkung der Vorrichtung zu verbessern und die Reglermuffe zu zwingen, mit Vorliebe in der Mittelstellung zu verharren, findet sich ein Schleifenhebel b angebracht, dessen Drehpunkt in c liegt, und dessen unterer Teil durch eine Feder i gegen den am Hebel h angebrachten Stift p gezogen wird. Durch einen Einschnitt in b , der den Stift p aufnimmt, wird der Hebel h in seiner Mittelstellung verriegelt. Diese Verriegelung wird durch Anstoßen der

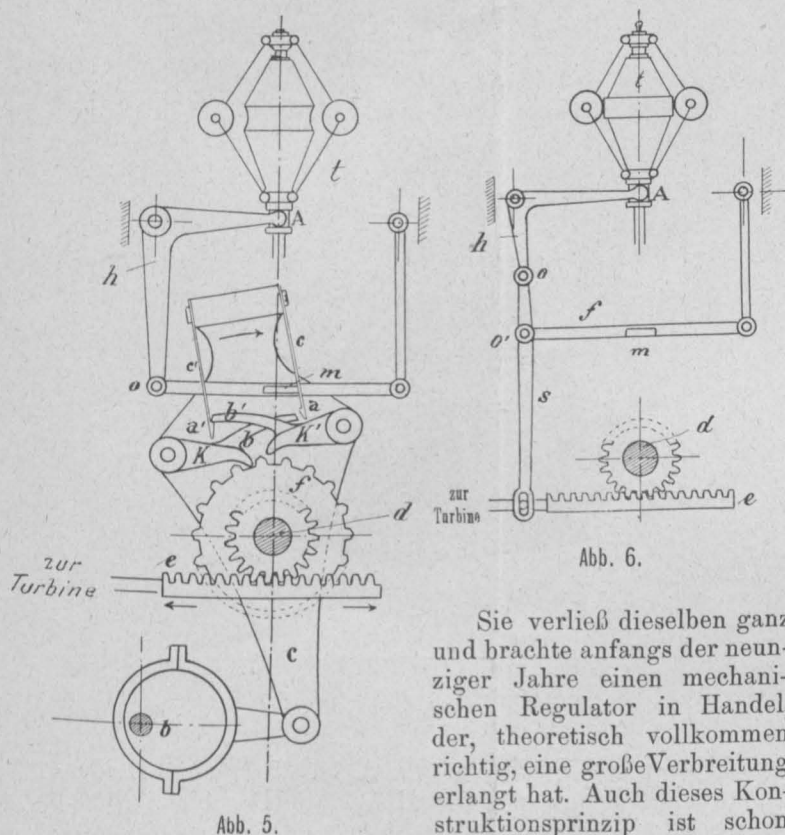
*) Ein hoher Ungleichförmigkeitsgrad wird stets dämpfend auf die Schwankungen einwirken, die ein indirekt wirkender Regulator infolge von Verspätungen in seiner Einwirkung auf Änderung des Kraftmomentes des Motors nur allzuleicht zu machen geneigt ist. Näheres hierüber sehe man in dem Werke:

Budau. „Die Berechnung der hydraulischen Turbinenregulatoren“. Wien 1905, C. Fromme.

*) D. R. P. 110486.

Stange l an das obere Ende von b zeitweilig aufgehoben. Durch die letztbeschriebene Vorrichtung wird das Bestreben des Reglers, periodische Schwankungen zu machen, noch weiters verringert. Wie schon erwähnt, hat dieses Regulatorsystem in den Jahren 1895–1897 einige Ausführungen erlebt. Der Vortragende, damals selbständiger Zivilingenieur in Biella, konnte jedoch die Sache nicht weiter verfolgen, da das Einbauen von Regulatoren in schon bestehende Turbinen- und Wasserradanlagen eine mühselige Arbeit ist, welche viel Risiko enthält und auf keinen Fall entsprechend entlohnt wird. Auch folgte er damals, 1897, einem Rufe nach Treviso zur „Società Veneta di costruzioni meccaniche“, die den modernen Turbinenbau aufnehmen wollte, fand aber dort keine Gelegenheit, diese Konstruktion anzuwenden und weiter auszubilden. Erwähnenswert mag es aber immerhin sein, daß ein ähnliches Prinzip heute wieder von Seite der am weitesten vorgeschrittenen Turbinenbauanstalten aufgegriffen worden ist, wie ich am Schlusse meines Vortrages noch zu erwähnen Gelegenheit haben werde.

Die Firma Faesch & Piccard hatte mit ihren hydraulischen Regulatoren Schwierigkeiten, da dieselben ein sehr reines Betriebswasser erfordern und nur bei höheren Gefällen anwendbar sind.



Sie verließ dieselben ganz und brachte anfangs der neunziger Jahre einen mechanischen Regulator in Handel, der, theoretisch vollkommen richtig, eine große Verbreitung erlangt hat. Auch dieses Konstruktionsprinzip ist schon zehn Jahre früher, angenähert,

vom Prof. Linke in Darmstadt angegeben worden. Es ist aber gar nicht anzunehmen, daß die Linkesche Veröffentlichung den Herren Faesch & Piccard als Grundlage für ihren mechanischen Regulator gedient hat. Eine schematische Darstellung dieses sogenannten Faesch & Piccardschen Klinken-Regulators geben Abb. 5 und 6.

Das von der Turbinenwelle aus angetriebene Exzenter b bewirkt eine hin- und herpendelnde Bewegung der Schwinge c , die auf der Welle d frei drehbar gelagert ist. Sie trägt zwei Klinken k und k' . Auf der Welle d ist ferner ein Schaltrad f befestigt, in welches die vorerwähnten Klinken eingreifen können, solange sie von den federnden Sperrhaken a, a' nicht außer dem Bereiche der Zähne des Schaltrades gehalten werden. Durch die bei Änderung der Tourenzahl des Fliehkraftreglers eintretende Bewegung der Muffe desselben wird der Anschlag m an a oder a' anstoßen, die betreffende Klinke auslösen und in das Schaltrad einfallen lassen.

Dieses dreht sich somit nach links oder rechts, setzt den mit ihm festverbundenen Zahnkolben in Bewegung, welcher die Zahnstange e in entsprechender Richtung verschiebt und dadurch den Reguliermechanismus der Turbine nach Erfordernis bewegt. Beim Rückgang der Schwinge steigt die Klinke auf den Zahnkopf, kommt in das Bereich des Sperrhakens und wird von demselben wieder erfaßt, wenn der Anschlag m wieder in die Mittelstellung zurückgekehrt ist. In der Abb. 5 wird man leicht erkennen, daß dies erst der Fall sein kann, wenn die Reglermuffe wieder in die Mittelstellung gekommen ist. Um den Regulator vollkommen zu machen, bedarf man noch der Rückführung, deren geistreiche Durchbildung Abb. 6 veranschaulicht. Hier ist der Punkt o nicht wie in Abb. 5 a direkt mit der Stange f , welche die Anschläge m trägt, verbunden; er bildet vielmehr den Endpunkt eines Hebels s , der mit e durch ein Scharnier verbunden und in o an den Winkelhebel h drehbar gelagert ist.

Bei Hebung und Senkung der Reglermuffe findet s einen vorläufigen Stützpunkt an der Stange e , und die den Anschlag m tragende Stange f wird in einem oder dem anderen Sinne verschoben. Nach Einfallen der Sperrklinken erfolgt aber sofort Bewegung von e , und zwar in solchem Sinne, daß der Punkt o' wieder in die Anfangsstellung (entsprechend den ausgelösten Sperrklinken) zurückgeführt wird.

Auch dieser Regulator versagte in jenen Fällen, wo die rotierenden Massen des Motors der Transmission zu gering waren, und die liefernde Firma machte es zur Bedingung, daß, falls ein Regulator nicht entsprechend funktionieren sollte, in der Transmission ein Schwungrad angebracht werden müsse, dessen Abmessungen zu bestimmen, sie sich vorbehielt.

Es sei mir gestattet, hier einzuschalten, daß der Gedanke, ein und derselbe Regulator könne infolge verschiedener Schwungradmassen gut und schlecht arbeiten, zuerst von mir ausgesprochen worden ist, und zwar in einer kleinen Abhandlung, welche 1890 in der in Biella, Oberitalien, erscheinenden Zeitschrift „Bolletino dell'Associazione Laniera“ abgedruckt wurde. Dort finden sich auch schon Angaben zur Berechnung des für eine bestimmte Geschwindigkeitsabweichung erforderlichen Schwungradgewichtes.

(Der Vortragende läßt einen Sonderabdruck seiner Abhandlung zirkulieren.)

Auch der Klinkenregulator von Faesch & Piccard hat mannigfache Übelstände. Der Abschluß und die Eröffnung des Leitapparates der Turbine erfolgen ruckweise und nicht mit gleichmäßiger Geschwindigkeit. Die Schaltung um einen Zahn kann die Turbine unter Umständen mehr öffnen oder schließen, als zur Herstellung des Gleichgewichtes zwischen Kraft und Widerstand erforderlich ist. In solchen Fällen sind lang andauernde Schwankungen um den benötigten Gleichgewichtszustand unvermeidlich. Auf diese Übelstände, die übrigens den meisten mechanischen Regulatoren anhaften, habe ich in einem Aufsätze „Beiträge zur Frage der Regulierung hydraulischer Motoren“ hingewiesen, der 1893 in der „Schweizerischen Bauzeitung“ erschienen ist. Nur sehr schwere Schwungräder konnten diesen Übelstand so weit herunterziehen, daß mit derartigen Regulatoren den gesteigerten Anforderungen der Elektrotechnik entsprechende Ausführungen hergestellt werden könnten.

Um diese Zeit trat auch Herr Ingenieur E. de Morcier mit zwei von ihm erfundenen Regulatoren in die Öffentlichkeit, die bis in die Einzelheiten sich schon in der erwähnten Abhandlung des Prof. Linke vorfinden. Diese auf einem Reibungswendegetriebe beruhenden Regulatoren können nur da gut wirken, wo der Regulierwiderstand der Turbine sehr klein ist. Immerhin werden dieselben noch heute ausgeführt und bilden sogar einen Exportartikel der

*) „Étude sur les Régulateurs servo-moteurs“. „Bulletin de la Classe d'Industrie et de commerce“, Mai 1893.

erzeugenden Firma (Società Italo-Svizzera di Costruzioni meccaniche in Bologna).

Eine der bedeutendsten Turbinenbauanstalten Europas, die Firma Ganz & Co., ging in der Herstellung von Turbinenregulatoren ihre eigenen Wege und wendete sich in richtiger Erkenntnis der Vorzüge, welche hydraulische Regulatoren gegenüber mechanischen haben, den ersteren zu. Die von dieser Firma für die Anlagen in Tivoli und Paderno gelieferten Turbinenregulatoren dürften wohl die ersten bei so großen Krafteinheiten angewendeten hydraulischen Regulatoren sein und legen ein beredtes Zeugnis ab über die führende Stellung, welche die benannte Firma vor zehn Jahren auf diesem Gebiete eingenommen hat. Allerdings stammt die Erfindung der hydraulischen Regulatoren vom Oberingenieur Lehmann der Firma H. Queva in Erfurt; doch sind die Erfurter Ausführungen unvollkommen, entbehren unter anderem des Rückführungsgestänges, so daß es begreiflich ist, daß dieselben keine Verbreitung erlangen konnten.

Einen Ganzschen hydraulischen Turbinenregulator stellt Abb. 7 schematisch dar.*)

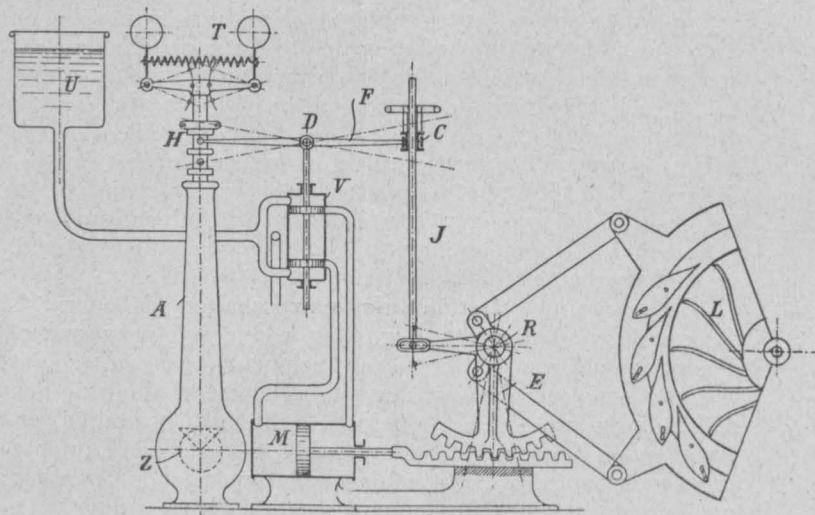


Abb. 7.

Man sieht in der Abbildung den hydraulischen Arbeitszylinder M, den Verteilungsschieber V, der die in einem Druckreservoir U befindliche Kraftflüssigkeit in die Zylinderräume einströmen lassen kann — ähnlich wie der Schieber einer Dampfmaschine den Dampf — ferner den Fliehkraftregler T, dessen Muffe H durch Hebel F den Verteilungsschieber verstellt. Der Arbeitskolben wirkt mittels Zahnstange und Zahnsegment E auf die Regulierwelle R der Turbine, so daß den Endstellungen des Kolbens die gänzliche Eröffnung, bezw. der gänzliche Abschluß der Turbine entspricht. Ein auf der Regulierwelle fest aufgekeilter Hebel trägt mittels einer vertikalen Stange J den Stützpunkt C des vorerwähnten Hebels F, wodurch eine Rückführung des Verteilungsschiebers in die (gezeichnete) Deckungsstellung bewirkt wird, wenn derselbe durch Heben oder Senken der Reglermuffe aus der Deckungsstellung gebracht wurde.

Die Wirkungsweise dieses Regulators bedarf kaum einer weiteren Erklärung, und ist es eine notwendige Folge der Gesamtanordnung, daß bei ganz offener Turbine die Reglermuffe in der tiefsten Stellung bei ganz geschlossener oder leerlaufender Turbine in der höchsten Stellung sich befinden muß.

Das hier dargelegte System erleidet nun, je nach den örtlichen Verhältnissen, je nach den Systemen der Tur-

binen, zu deren Regulierung diese Vorrichtungen erbaut werden, die mannigfachsten konstruktiven Gestaltungen. Oft wird bei hohen Gefällen das zum Betriebe der Turbine vorhandene Wasser nach entsprechender Reinigung in Filtern und Klärbassins direkt zum Betriebe der Regulatoren verwendet; noch öfters wird die Druckflüssigkeit (Öl) durch eigene Pumpwerke erzeugt und in Drucksammlern aufgespeichert.

Die Erfolge der Firma Ganz & Co. auf dem Gebiete des Turbinenbaues veranlaßten gegen Ende des vorigen Jahrhunderts nahezu sämtliche Turbinenbauanstalten, neben den mechanischen auch hydraulische Regulatoren zu erzeugen, und nach nur wenigen Jahren — etwa um das Jahr 1900 — waren hydraulische Regulatoren allgemein an der Tagesordnung.

(Der Vortragende gibt an Hand von zahlreichen Lichtbildern, welche die Ausführungen von Ganz & Co. in

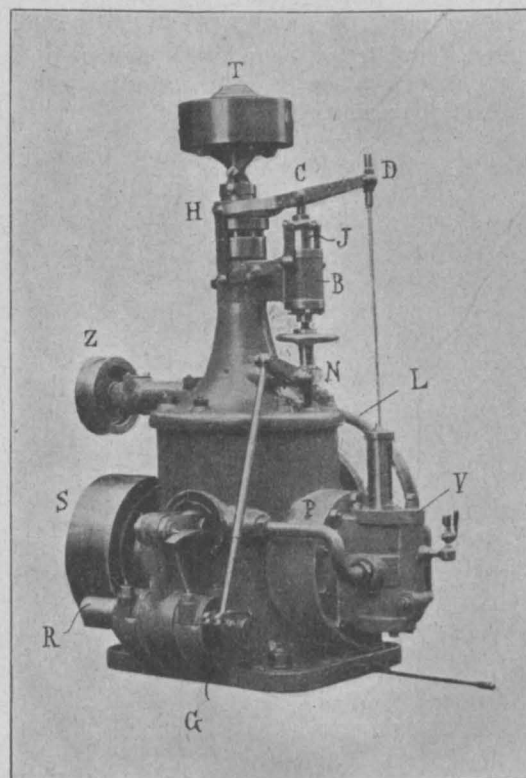


Abb. 8.

Leobersdorf und Budapest, von J. M. Voith in Heidenheim und St. Pölten, von J. Ig. Rüsch in Dornbirn, von der Andritzer Maschinenfabriksaktiengesellschaft, von Amme, Giesecke und Könegen in Braunschweig u. v. a. darstellen, eine Beschreibung der verschiedenen Konstruktionsformen hydraulischer Regulatoren.)

Als Pumpwerke finden Kolben-, Kapsel- und Zentrifugalpumpen Verwendung; als Drucksammler Gewichtsakkumulatoren und Windkessel.

Oft wird bei kleinen Anlagen auf einen Drucksammler verzichtet und die Pumpenleistung so reichlich bemessen, daß sie zur raschen Füllung des Arbeitszylinders ausreicht.

Sehr modern ist der Zusammenbau von Regulator, Pumpwerk und Drucksammler an einem einzigen Ständer, wie Abb. 8 und 9 (eine Normalausführung der Prager Maschinenbau-A.-G.) darstellen. Man erkennt in den Bildern deutlich den Regler T und dessen Antriebscheibe Z. In Abb. 9 sieht man den hinteren Zylinderdeckel des Arbeitszylinders und vor demselben ein Handrad L, welches durch eine eigene Vorrichtung mit der Kolbenstange verbunden werden kann, und mittels dessen im Bedarfsfalle die

*) Aus Budaus „Berechnung der hydraulischen Turbinenregulatoren“, Wien 1905, C. Fromme.

Regulierung der Turbine von Hand aus besorgt werden kann. Die Rückführung ist hier anders angeordnet als in Abb. 7. Der Angriffspunkt *D* (Abb. 8) für den Verteilungsschieber *V* ist am Ende des Reglerhebels *F* angeordnet. Der vertikal verschiebbare Drehpunkt *C* befindet sich zwischen Reglermuffe *H* und Schieberangriff. Aus Abb. 8 ist die Art und Weise, wie die vertikale Rückführungsstange *J* von der Regulierwelle *R* durch den Hebel *G*, durch eine geneigte Zugstange und durch den Doppelhebel *N* betätigt wird ersichtlich. Abb. 8 zeigt vorne unten die Verbindung der Regulierwelle *S* mit dem Kolben des Druckzylinders durch einen Reglerhebel (*E* in Abb. 7) und durch Lenkerstangen.

B ist ein Ölkatarakt, in dem eine zentral angebrachte Durchbohrung als Führung für die vertikale Stange *J* dient. Der Antrieb der Kapselpumpe *P* erfolgt mittels der Riemenscheibe *S*. Der Ständerunterteil ist in zwei Räume geschieden, von denen der eine als Reservoir für das ver-

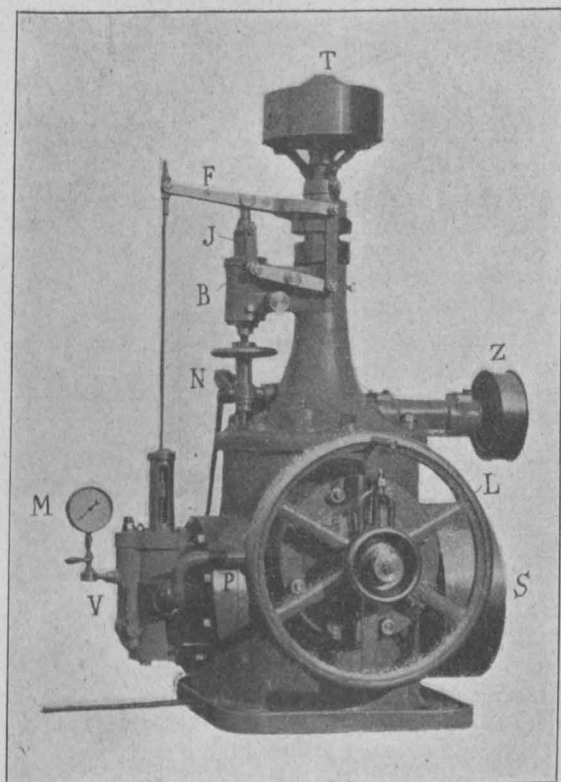


Abb. 9.

brauchte Öl dient, während der andere Raum, als Windkessel ausgebildet, den Sammelraum für das Drucköl bildet. Ein Manometer *M* gestattet, die im Druckraume herrschende Pressung zu erkennen.

Zu erwähnen sind aber die Schwierigkeiten, die bei Hochdruckturbinenanlagen dadurch entstehen, daß bei dem raschen Abschlusse, also geringen oft nur zwei Sekunden betragenden Schlußzeit, welchen man, um an Schwungmassen zu sparen, am hydraulischen Regulator anzuwenden pflegt, die Druckschwankungen in den Zuleitungsrohren sich stark fühlbar machen und auf den Regulierungsvorgang schädlich einwirken.

Um dieser Schwierigkeiten Herr zu werden, hat man eine ganze Menge von Vorrichtungen ersonnen, welche die bei einem raschen Abschlusse einer Rohrleitung auftretende Druckerhöhung in der Nähe des Leitapparates verhindern sollen. Über diese Apparate — meistens Freilaufschieber und Freilauf-Ventile, die entweder selbsttätig wirken oder von dem Reguliergetriebe gleichzeitig beim Abschlusse des Leitapparates betätigt werden — will ich heute hier nicht sprechen, sondern ich verweise diesfalls auf die bereits in

unserer Zeitschrift erfolgte Veröffentlichung meines in der Fachgruppe der Maschinen-Ingenieure am 8. Februar l. J. gehaltenen Vortrages*).

Wie die geehrten Herren aus den vorgeführten Lichtbildern ersehen konnten, wird ein mit allen Zutaten ausgestatteter, hydraulischer Turbinenregulator eine komplizierte und daher auch sehr teure Maschine. Der Fall ist nicht selten, wo die von der Geschwindigkeitsregulierung der Turbinen benötigten Maschinenteile weitaus mehr kosten als die Turbine, namentlich dann, wenn zur Erstellung der Druckflüssigkeit Pumpwerke und Drucksammelvorrichtungen angewendet werden. Bei kleinen Anlagen versuchen daher einzelne Turbinenbauanstalten, wieder mechanische Regulatoren anzuwenden, deren Wirkungsweise inzwischen durch mehrere geistvolle Erfindungen verbessert worden ist. Namentlich findet sich das Streben der Konstrukteure ganz deutlich ausgesprochen, die Zeit, die ein mechanischer Regulator zu seiner Ein- und Ausschaltung benötigt, auf das geringst mögliche Maß herabzudrücken, also Vorrichtungen auszuführen, die in ihrer Wirkungsweise den hydraulischen Regulatoren nahe kommen. Auch findet man in neuester Zeit sehr stark vertreten ein Wendegetriebe, welches als „Differentialgetriebe mit hydraulischer Sperrung“ bezeichnet

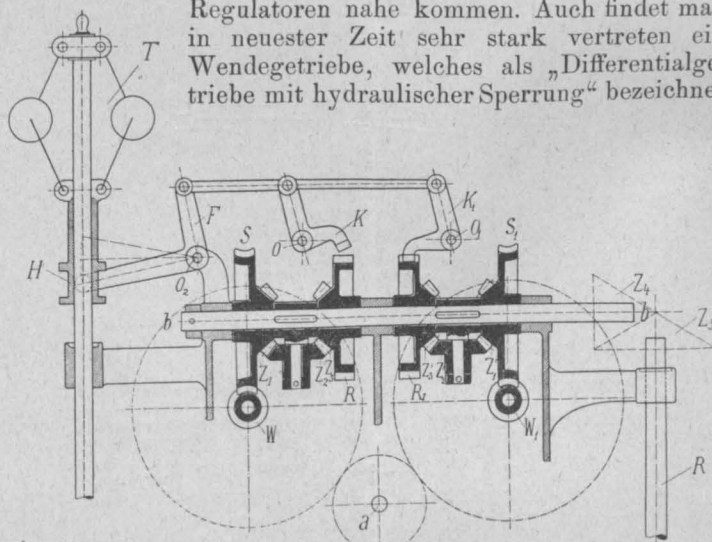


Abb. 10.

werden kann, wobei das Sperrorgan eine Kapselpumpe ist, deren Förderung sinngemäß entweder freigegeben oder gänzlich abgedrosselt wird. Derartige Kombinationen hydraulischer und mechanischer Vorrichtungen pflegt man hydromechanische Regulatoren zu nennen.

Im folgenden gestatte ich mir, das Prinzip einiger dieser neuen Regulatorkonstruktionen in kurzer Weise vorzuführen. Das vorstehende Bild (Abb. 10) ist eine schematische Darstellung eines Differential-Wendegetriebes mit Klinkensperrung.

Von der mit gleichmäßiger Geschwindigkeit rotierenden Welle *a* werden durch Zahnräder und durch zwei Schnecken *W* und *W*₁, die gegenläufig sind, zwei auf der Welle *bb* lose sitzende Schneckenräder *S* und *S*₁ in entgegengesetzte Drehung versetzt. Mit *S* und *S*₁ sind Kegelräder *Z* und *Z*₁ verbunden, die mittels der Wanderräder *Z*₂ und *Z*₂₁, deren Zapfen auf der Welle *bb* festgekeilt sind, die Drehung von *S* und *S*₁ auf die Sperräder *R* und *R*₁ übertragen, die auch lose auf der Welle sind. Wird nun in eines oder das andere der Sperräder *R* und *R*₁ eine Klinken einfallen gelassen und dessen Bewegung gehemmt, so bewegt sich das betreffende Wanderrad *Z*₂ des Differentialtrios und nimmt bei seiner Bewegung die Welle *bb* mit. Da die zwei Schraubenräder *S* und *S*₁ entgegengesetzte Umlaufrichtung

*) Buda: „Druckschwankungen in Turbinenleitungsrohren.“ „Zeitschrift des Österr. Ingenieur- und Architekten-Vereines“ 1905, Nr. 29—31, Seite 417 ff.

haben, so wird beim Einfallen der Klinke K_1 (wie gezeichnet) die Welle bb im Sinne von S_1 , beim Einfallen der Klinke K im Sinne von S , also entgegengesetzt, sich bewegen. Mit bb ist direkt oder durch Vermittlung von Zahnrädern Z_4 und Z_5 die Regulierwelle der Turbine R angetrieben. Wie die Klinken durch die Regler T mittels eines in O_2 drehbar gelagerten Winkelhebels F und einer Zugstange betätigt werden, ist aus Abb. 10 ohneweiters zu erschen.

Mit Benützung des vorstehend beschriebenen Wendegetriebes habe ich 1898 einen mechanischen Regulator erdacht, der mit Rückführung, d. i. mit sinngemäßer Verstellung des Drehpunktes O_2 durch die Regulierwelle und einer Auslösevorrichtung für die Klinken der Sperrwerke ausgestattet war; den betreffenden Entwurf habe ich einer Turbinenbauanstalt abgetreten*); doch ist es meines Wissens zu keiner Ausführung gekommen.

Ersetzt man im vorbetrachteten Wendegetriebe der Abb. 10 die Sperräder und Klinken durch hydraulische Sperrwerke, so werden gewisse Vorteile erzielt. Die infolge der plötzlichen Einschaltungen verursachte Abnützung, welcher

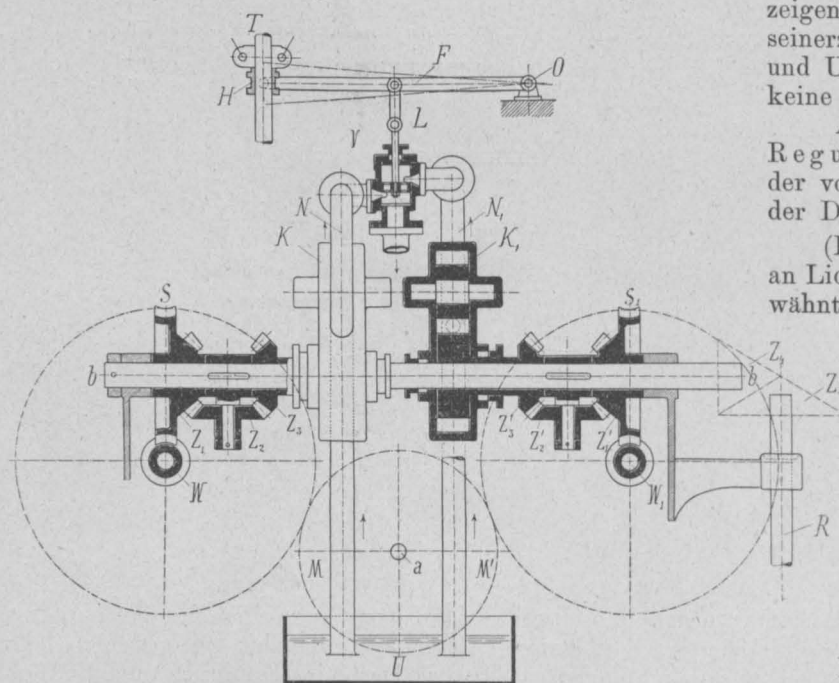


Abb. 11.

alle mit größerer Geschwindigkeit einfallende Klinken ausgesetzt sind, wird dadurch vermieden und ebenso der schädliche Widerstand, den dieselben ihrer Auslösung entgegensetzen. Ein so ausgestattetes Wendegetriebe in Verbindung mit einem Fliehkraftregler stellen Abb. 11 und 12 dar. Die auch in Abb. 10 vorkommenden Teile, namentlich die gegenläufig angeordneten Schneckenräder S und S_1 und deren Antrieb, die Differentialgetriebe und der Abtrieb auf die Regulierwelle haben die gleichen Bezeichnungen. Die Kegelräder Z_3 und Z'_3 des Differentialgetriebes sind mit Förderrädern von Kapselpumpen K und K_1 an einem Stücke gearbeitet. Diese Pumpen, deren Anordnung und Rohrführung namentlich aus Abb. 12 deutlich zu entnehmen ist, saugen Flüssigkeit (Öl) aus einem Behälter U und drücken dieselbe durch einen Verteilungsschieber V wieder in das Reservoir zurück, so lange der Verteilungsschieber (wie in der gezeichneten Stellung) diesen Kreislauf gestattet. Bei einer Verschiebung von V wird der Abfluß aus einer oder der anderen Pumpe gedrosselt und dadurch ein die Drehung des Förderrades der Pumpe hemmender Widerstand geschaffen, ähnlich dem Anziehen eines Bremsbandes um dasselbe. Infolgedessen tritt,

*) Ö. P. Nr. 2718.

sobald dieser Widerstand größer geworden ist als jener, mit dem die Regulierwelle auf bb zurückwirkt, eine Bewegung der Welle bb ein, wie in dem zuvor betrachteten Beispiele; doch ist die Analogie erst dann vollkommen, wenn der Verteilungsschieber den Abschluß von einer Pumpe gänzlich geschlossen hat, so daß die Räder derselben stille stehen müssen, wie zuvor das Klinkenrad Z . Das Angehen der Bewegung erfolgt jederzeit sanft und ohne Stöße. Statt auf Deformationsarbeit wie bei den Klinken aufgebraucht zu werden, bewirkt die beim Einschalten aufgebrauchte Energie eine unschädliche Erwärmung der Förderflüssigkeit.

Der Umstand, daß der Schieber V erst eine ziemliche, durch den Widerstand der Regulierwelle R bedingte Verschiebung erleiden muß, bevor Drehung der Welle bb eintritt, bedeutet eine Verspätung in der Wirkungsweise der mit derartigen Vorrichtungen ausgestatteten Turbinenregulatoren, welche Verspätung, wenn ihr nicht durch zweckentsprechende Vorrichtungen — sogenannte Kompensationsmechanismen — begegnet wird, eine gute Wirkungsweise dieser Regulatoren kaum erwarten läßt.

Ähnliche Wendegetriebe mit hydraulischer Hemmung zeigen die hydromechanischen Regulatoren, die seinerzeit von der Firma Escher, Wyß & Co. gebaut und Universalregulatoren genannt wurden, die aber keine große Verbreitung erlangt haben.

Auch der sehr komplizierte hydrodynamische Regulator von Schaad, Luzern*), zeigt eine von der vorbeschriebenen nicht sehr abweichende Gruppierung der Differentialtrie und Kapselpumpen.

(Der Vortragende beschreibt an Lichtbildern die zwei vorerwähnten Regulatoren.)

Ersetzt man in Abb. 10 die beiden Klinkensperrwerke durch Bremscheiben, deren Bänder durch den Fliehkraftregler abwechselnd angezogen werden können, so erhält man auch ein zur Herstellung von Turbinenregulatoren brauchbares Wendegetriebe.

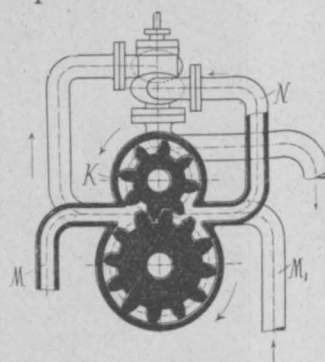


Abb. 12.

Ein auf diesem Prinzip beruhendes Wendegetriebe verwendet Herr Professor Thomann (Stuttgart) zu seinen patentierten mechanischen Regulatoren**). Abb. 13 gibt eine schematische Darstellung dieses Wendegetriebes.

Dasselbe verschiebt eine am linken Ende mit Flachgewinde versehene und mit einem Kreuzkopfe M drehbar verbundene Spindel bb nach rechts oder links, wodurch die Regulierwelle R der Turbine in schließendem oder öffnendem Sinne bewegt wird. Der Antrieb auf die beiden Bremscheiben S und S_1 erfolgt durch das Wanderrad des Differentialtrios, welches in diesem Falle außen noch einen Zahnkranz trägt, in welchem ein von der stetig umlaufenden Welle a angetriebener Ritzel eingreift. Das linke Bremsrad S ist längs unverschiebbar gelagert und enthält Muttergewinde für die Spindel bb , während das rechte Bremsrad S_1 einen Federkeil enthält, der in eine lange Keilnute der Spindel bb eingreift. Die Wirkungsweise der Vorrichtung ist nunmehr leicht zu verstehen.

Für die weitere Ausgestaltung dieses Wendegetriebes zu einem modernen mechanischen Turbinenregulator ist noch die Anordnung der Rückführung nötig.

(Der Vortragende beschreibt an Lichtbildern den Regulator von Thomann, erläutert die Rückführung und

*) D. R. P. Nr. 118733. — Allemann Gisi, Das Elektrizitätswerk der Papierfabrik Altbrück, „Schweizerische Bauzeitung“ 1903.

**) D. R. P. Nr. 141713. „Zeitschr. d. V. d. I.“ 1904, S. 1546.

eine Hilfsvorrichtung, um den Regler von der Arbeit des Anziehens der Bremsbänder zu entlasten*.)

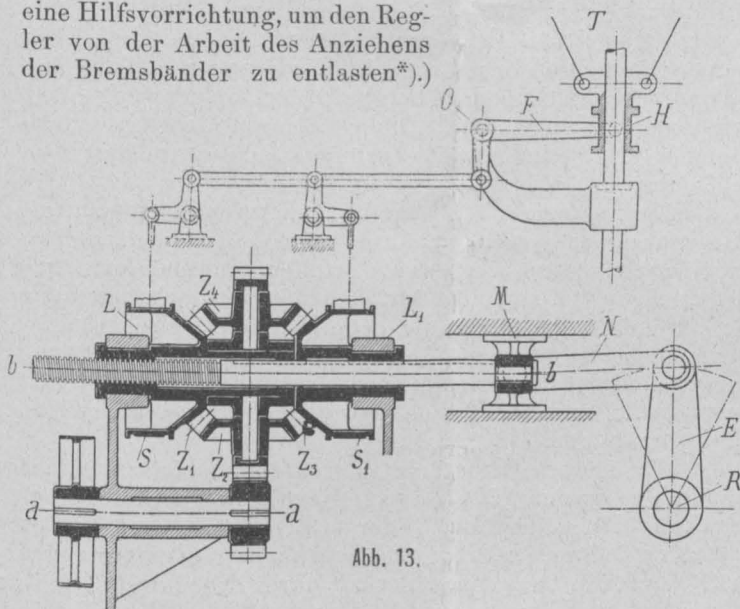


Abb. 13.

Es besteht die Möglichkeit, Wendegetriebe dadurch herzustellen, daß man die von einer Kapselpumpe geförderte Flüssigkeit in eine zweite Kapselpumpe hineinleitet, wenn durch einen passend gestalteten Schieber diese Zuleitung bald in die Saugseite, bald in die Druckseite erfolgt.

Eine derartige Anordnung zeigt Abb. 14, die von Herrn Ing. Ahlfors in Helsingfors angegeben wurde**). Man erkennt die zwei Kapselwerke K_1 und K_2 , von denen ersteres durch eine Riemenscheibe und Welle aa stetigen Antrieb erhält, während die Welle bb des zweiten Kapselwerkes irgendwie mit der Regulierwelle der Turbine verbunden ist.

Pumpe K_1 drückt ihre Förderung in einen Schieberkasten V , in dem zwei Kolben beweglich angeordnet sind, die, an einer gemeinsamen Kolbenstange sitzend, durch den Regler verschoben werden können. Die Abströmung nach K_2 erfolgt durch zwei Rohre M und N , deren Einmündungen in V durch die Kolben in der gezeichneten Mittelstellung nahezu gedeckt werden. Die Kolbenbreite ist jedoch geringer als die Breite der Abströmungsöffnungen, so daß das von K_1 geförderte Öl an den Kolben vorbei durch zwei weitere Rohre P und Q ins Reservoir gelangen kann, wobei K_2 stille steht. Verschiebt der Regler jedoch die Kolben, z. B. nach links, so muß das von K_1 geförderte Öl durch die Pumpe K_2 strömen und setzt dieselbe und die Regulierwelle in einem Sinne in Drehung. Eine Verschiebung der Kolben nach rechts bewirkt, wie leicht einzusehen, Drehung des Kapselwerkes K_2 in einem dem zuvorgehabten entgegengesetzten Sinne.

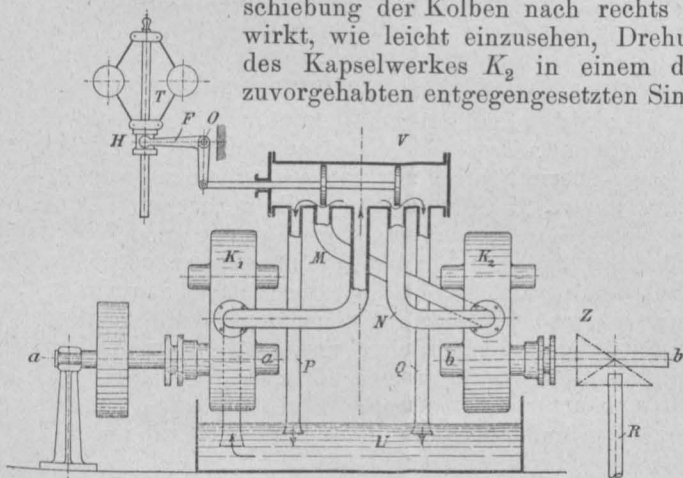


Abb. 14.

*) S. hierüber: W. Wagenbach, „Neuere Turbinenanlagen“, S. 115.

**) „Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen“ 1905, S. 75.

In einer Ausführung, wie soeben beschrieben, dürften die schon früher erwähnten Mängel — namentlich die vom Regulierwiderstande der Turbine herrührende Verspätung in der Bewegung der Regulierwelle gegenüber der Reglermuffe — auch diesem hydromechanischen Regulator anhaften, so gewiß auch dem folgenden in Abb. 15 schematisch dargestellten, zu dessen Vaterschaft ich mich bekenne.

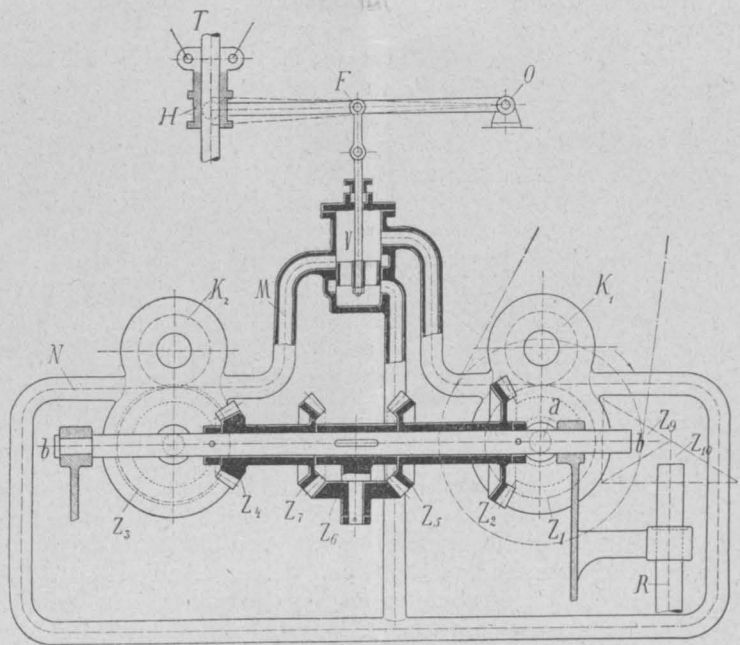


Abb. 15.

K_1 ist wieder das von einer Turbine stetig gleichförmig angetriebene Kapselpumpwerk, K_2 jenes, welches die von K_1 geförderte Flüssigkeitsmenge ganz oder zum Teil aufnehmen muß. Letzterer Umstand hängt nun von der Stellung des Kolbenschiebers V ab, der in der gezeichneten Stellung einem Teile der von K_1 geförderten Flüssigkeit den Durchlauf durch K_2 gestattet, während der übrige Teil der Flüssigkeit in die Ablaufleitung strömen kann und wieder von der Pumpe K_1 angesaugt wird. Da nun ein Teil der Flüssigkeit durch K_2 fließt, so muß sich diese Pumpe langsamer drehen als K_1 . Durch zweckmäßige Wahl der Übersetzungen der in der Zeichnung ersichtlichen Kegelräder Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 kann man es aber schon erzielen, daß die Räder Z_5 und Z_7 des Differentialgetriebes gleiche und entgegengesetzte Geschwindigkeit haben, wenn genau die halbe Fördermenge der Pumpe K_1 die Pumpe K_2 in Drehung versetzt. In diesem Falle ist die Welle bb , von der sich die Betätigung des Leitapparates der Turbine ableitet, in Ruhe. Wird nun durch den Regler der Kolbenschieber V gesenkt, so geht mehr Flüssigkeit in die Pumpe K_2 , dieselbe dreht sich rascher, und die Welle bb bewegt sich in einem der Mehreröffnung der Turbine entsprechenden Sinne. Umgekehrt, geht bei Hebung des Kolbenschiebers keine Flüssigkeit mehr nach K_2 , so bleibt dieses Kapselwerk ruhig, und die Welle bb dreht sich in einem dem vorgehabten entgegengesetzten Sinne; die Turbine wird geschlossen. Anstatt die Räder mit Geschwindigkeitsübersetzungen auszuführen, kann man auch die Förderzähne des Kapselwerkes K_2 schmaler ausführen, wodurch sich dasselbe rascher drehen muß als K_1 , oder man kann die Förderräder von K_2 kleiner ausführen als jene von K_1 , wodurch auch eine raschere Umlaufzahl von K_2 gegenüber K_1 erreicht wird, wenn die gesamte von K_1 geförderte Flüssigkeitsmenge durch K_2 strömt.

Letztere Anordnung hat Herr Ingenieur Fridolin Zwicky für einen hydromechanischen Regulator*) ge-

*) D. R. P. Nr. 153851.

wählt, der von der Turbinenbauanstalt Amme, Giesecke & Könegen in Braunschweig ausgeführt wird.

(Der Vortragende führt Ausführungen dieses Regulators in Lichtbildern vor.)

Noch eine Anordnung von Kapselpumpwerken zur Herstellung eines Kehrgetriebes ist bekannt geworden, die Herr Ing. Ugolino Minetti für einen nach ihm benannten hydromechanischen Turbinenregulator verwertet hat.

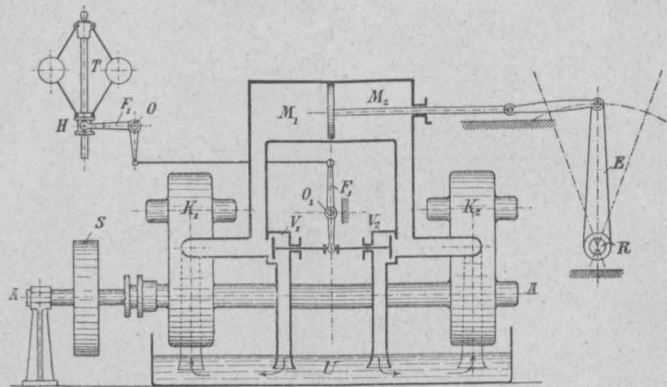


Abb. 16.

Ordnet man zwei Kapselwerke, K_1 und K_2 , die gemeinsam angetrieben werden, so an (Abb. 16), daß sie ihre Förderung in die Kolbenräume M_1 und M_2 eines hydraulischen Arbeitszylinders drücken, dessen Kolben mit der Regulierwelle R verbunden ist, so wird in den beiden Kolbenräumen gleicher Druck herrschen, so lange die Abschlußventile V_1 V_2 so gestellt sind, daß die von je einer Pumpe geförderte Flüssigkeit durch je eines der Ventile mit gleicher Geschwindigkeit abströmen kann. Ändert man aber — und dies besorgt im Bedarfsfalle der Fliehkraftregler T — die Stellung der Ventile, so werden die Drücke in M_1 und M_2 andere, voneinander verschiedene sein, und unter dem Einflusse der Druckdifferenz wird sich der Kolben bewegen. Eine gute Zeichnung eines Regulators von Minetti findet sich in Wagenbachs neu erschienenem Werke über neuere Turbinenanlagen, Taf. LIV. Das betreffende Patent, D. R. P. Nr. 127068, ist im Jahre 1900 angemeldet und 1902 erteilt worden.

Nach dem Prinzip von Minetti sind die so benannten autonomen Regulator der Firma Ing. A. Riva, Monneret & Co., Mailand, erbaut; seit neuerer Zeit werden jedoch diese Regulator nur mit einem Kapselpumpwerk versehen, das an Stelle des Drucksammlers U in Abb. 7 tritt, und wobei das überschüssig geförderte Öl durch ein Sicherheitsventil abströmt.

Ersetzt man in Abb. 16 den durch das Pumpwerk K_2 in M_2 erzeugten Druck durch eine Feder, so kann die Vorrichtung bloß mit dem einen Ventile V_1 je nach Stellung desselben den Kolben des Arbeitszylinders verschieben. Dieses Grundprinzip liegt den hydromechanischen Regulator des Herrn M. M. Bouvier in Grenoble zugrunde, die den Vorteil haben, daß mehrere hydraulische Zylinder durch einen einzigen Regler betätigt werden können.

Noch eine bemerkenswerte Erscheinung auf dem Gebiete mechanischer Regulator ist der von der Firma J. M. Voith erbaute Regulator nach Patent Schmitt-henner*), der sich ebenfalls im vorgenannten Werke, S. 121, genau beschrieben findet.

(Der Vortragende erläutert an einer eigens für Zwecke des Vortrages hergestellten schematischen Figur diesen Regulator.)

Wie Sie, meine Herren, aus dem Vorgebrachten ersehen können, gärt es auf dem Gebiete der Turbinen-

regulierung ganz mächtig, und noch lange wird diese Bewegung unter den Erfindern andauern, da die Elektriker immer strengere und strengere Forderungen stellen, insbesondere die Ungleichförmigkeit der Regulierung ganz vermieden haben wollen. Die vollbelastete ebenso schnell laufende als die unbelastete Turbine — das wäre das Ideal eines Regulators!

Einzelne neuere, in England und Amerika entstandene Konstruktionen von Regulator zeigen tatsächlich, daß es möglich ist, diese Forderung zu erfüllen, und man kann sich denken, wie viel neuer Zündstoff dadurch zur Entflammung des Erfindungsgeistes in die beteiligten europäischen Konstrukteurkreise geworfen worden ist. Eine Besprechung dieser Konstruktionsprinzipien gestattet die vorgerückte Zeit nicht mehr, und behalte ich mir vor, darüber ein anderesmal vorzutragen.

Um meinem Programm getreu zu bleiben, muß ich nämlich noch eine Gattung von Regulator hydraulischer Kraftmaschinen erwähnen, deren Erfindung schon in den siebziger Jahren des vorigen Jahrhunderts stattgefunden hat*), und die nach einer Periode ihres Zurücktretens sich heute wieder Bahn brechen; das sind die sogenannten „Widerstandsregulator“, auch Bremsregulator genannt.

Der schon erwähnte Umstand, daß hydraulische Regulator (und dies gilt auch für die hydro-mechanischen Regulator) für kleine Anlagen zu teuer werden, namentlich durch die vielen Zutaten, die ein Turbinenregulator dann nötig hat, wenn eine lange Rohrleitung das Wasser der Turbine zuführt, hat dieses System wieder zu Ehren gebracht.

Läuft eine von einem hydraulischen Motor betriebene Fabrikanlage mit ihrer normalen Geschwindigkeit, in welchem Falle dann das von der Turbine abgeleitete Kraftmoment gleich dem Widerstandsmoment der betriebenen Maschinen, der Transmission einschließlich sämtlicher Reibungen ist, so wird die gleichmäßige Drehung unbedingt so lange andauern, als keine Änderung des Kraft- oder Widerstandsmomentes eintritt. Wird also in der Fabrik eine Maschine abgeschaltet und dadurch das Widerstandsmoment verringert, aber gleichzeitig eine Vorrichtung, die den gleichen Kraftverbrauch hat wie die außer Betrieb gesetzte Maschine, dem Motor zugeschaltet, so kann sich die Geschwindigkeit des drehenden Systems nicht ändern.

Auf diesem Prinzip fußend, erbaute Schrieder in Säckingen bereits 1874 eine aus einem Kapselwerk, kombiniert mit einem Fliehkraftregler, bestehende Vorrichtung, welche er unter dem Namen „Bremsregulator“ in Handel brachte. Diese Vorrichtung ist so bekannt, daß die Beschreibung derselben füglich unterbleiben kann.

(Der Vortragende erläutert an Lichtbildern den Schriederschen und andere Bremsregulator.)

Der Schriedersche Regulator ist mit unwesentlichen Abänderungen von vielen schweizerischen und auch von zwei oberitalienischen Firmen nachgebaut worden und war vor etwa 15 Jahren sehr stark verbreitet. Der Umstand, daß diese Bremsregulator und namentlich deren minderwertige Nachahmungen einem sehr raschen Verschleisse unterworfen und Reparaturen daran nur mit großen Kosten zu machen sind, hat bewirkt, daß mit der Vervollkommnung der mechanischen und hydromechanischen Regulator diese Vorrichtungen zurückgedrängt wurden und heute nur unter ganz speziellen Verhältnissen, besonders bei kleinen Turbinenanlagen mit langen Rohrleitungen und bei

*) Der erste Mechaniker, der den richtigen Gedanken, ober-schlächtige Wasserräder durch von Reglern betätigte Brems-apparate zu regulieren, in Ausführung brachte, war der Uhrmacher Ludwig Kaufmann in Bludenz. Näheres hierüber bringt Budau „Beiträge zur Frage der Regulierung hydraulischer Motoren“, 2. Heft.

*) D. R. P. Nr. 143152. „Zeitschrift d. V. d. L.“ 1903, S. 895.

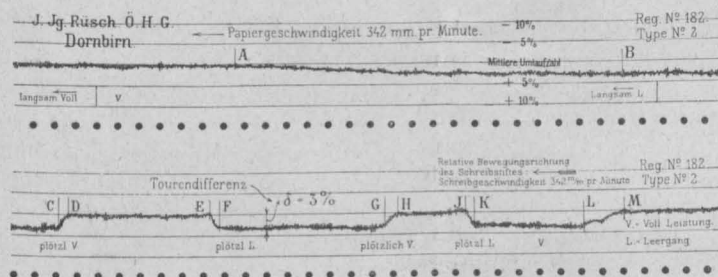


Abb. 17.

oberschlächtigen Wasserrädern Anwendung finden. Weitaus besser, weil viel geringerem Verschleisse unterworfen, ist ein Bremsregulator, bei welchem die Bremswirkung durch Betätigung einer Zentrifugalpumpe erzielt wird, und von der österreichischen Firma J. Ignaz Rüs ch in Dornbirn seit vielen Jahren in Handel gebracht wird. (Der Vortragende beschreibt an Lichtbildern den Rüs ch - Sendtner schen Bremsregulator.)

Die Fabrik Rüs ch stellt diese Regulatoren in sechs verschiedenen Größen her, für Bremsleistungen von 3—150 Pferdestärken und hat darin einen lebhaften Absatz auch

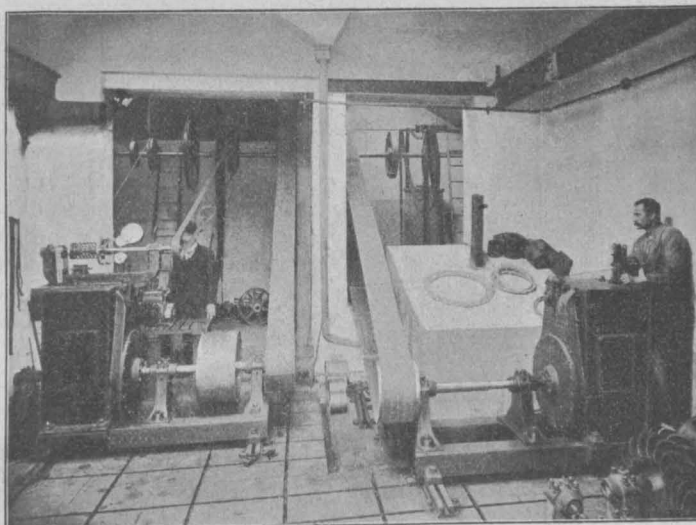


Abb. 18.

im Auslande. Verschiedene Versuche über die Wirkungsweise dieser Regulatoren bei teilweiser oder gänzlicher Entlastung der Turbine, wobei die Geschwindigkeitsabweichungen durch einen H o r n schen Tachographen registriert wurden, lassen die Vorzüglichkeit dieser Konstruktion erkennen. So gibt Abb. 17 das Diagramm eines Regulators Nr. 2, welcher in dem Versuchsraume der Fabrik (Abb. 18) erprobt wurde, wobei ein zweiter (rechts ersichtlicher) Regulator dazu benützt wurde, um die Widerstandsänderungen hervorzurufen. Man ersieht aus dem Diagramme, daß die Belastung von B—A allmählich erfolgte. Von C—D, G—H, L—M wurde plötzlich entlastet, von E—F und J—K plötzlich belastet. Dabei ist die totale

Tourendifferenz der ganz belasteten und leerlaufenden Maschine nur 3%, eine Leistung, welche die Wirkung vieler Dampfmaschinenregulatoren erreicht, ja sogar übertrifft.

Es gereicht mir zum Vergnügen, diesen von einer österreichischen Turbinenbauanstalt gemachten Fortschritt hier vorführen gekonnt zu haben, und glaube ich, meinen Vortrag nicht besser schließen zu können, als indem ich den österreichischen Turbinenbauanstalten wünsche, dieselben mögen mit ihren Regulatoren die gleichen Erfolge erzielen wie die Firma J. Ignaz Rüs ch mit den ihrigen.

Beitrag zur Berechnung der Plattenbalken von T-förmigem Querschnitte aus Eisenbeton.

Von Professor Ramisch in Breslau.

Bei dieser Berechnung richten wir uns nach den Bestimmungen für die Ausführung von Konstruktionen aus Eisenbeton bei Hochbauten des preußischen Ministers der öffentlichen Arbeiten vom 16. April 1904. Es ist σ_b die größte Betonspannung, d. h. diejenige am oberen Rande, und σ_u die Betonspannung am unteren Rande der Platte und σ_e die als gleichmäßig verteilt anzusehende Spannung im Eisenquerschnitt, so ist, wenn die Platte die Stärke d hat, h der Abstand des oberen Randes vom Schwerpunkte der Eisen einlage und x der Abstand dieses Randes von der neutralen Achse ist:

$$\sigma_u = \sigma_b \cdot \frac{x-d}{x}, \quad \sigma_e = n \sigma_b \cdot \frac{h-x}{x}$$

und

$$\frac{\sigma_b + \sigma_u}{2} \cdot b \cdot d = \sigma_e \cdot f_e$$

Hierin ist n das Verhältnis des Elastizitätsmoduls von Eisen zu dem des Betons und ist 15 zu nehmen, und ferner bedeutet f_e den Inhalt des Eisenquerschnittes. Es sei gleich bemerkt, daß die letzte Formel in den erwähnten ministe-

riellen Bestimmungen unrichtig angegeben worden ist, sie lautet nämlich dort: $\frac{\sigma_0 + \sigma_u}{2} \cdot \frac{b \cdot d}{2} = \sigma_e \cdot f_e$.

Dabei ist σ_0 mit σ_b identisch, und der Fehler liegt darin, daß d durch 2 auf der linken Seite der Gleichung im Nenner zu viel ist.

Wir haben daher

$$\frac{\sigma_b}{2} \cdot \left[1 + \frac{x-d}{x} \right] \cdot b \cdot d = \sigma_e \cdot f_e$$

$$\text{oder auch} \quad \sigma_e \cdot f_e = \frac{b \cdot d}{2} \cdot \sigma_b \cdot \left(\frac{2x-d}{x} \right) \quad \dots \quad \text{I)}$$

Dann hat man

$$\sigma_e \cdot f_e = \frac{M}{h - \frac{d}{2} + \frac{d^2}{6(2x-d)}}$$

$$\text{oder auch} \quad \sigma_e \cdot f_e = \frac{6 M \cdot (2x-d)}{6 \cdot \left(h - \frac{d}{2} \right) (2x-d) + d^2}$$

das heißt

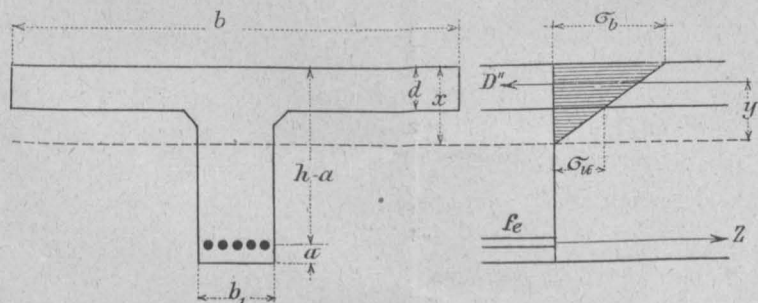
$$\sigma_e \cdot f_e = \frac{6 M \cdot (2x-d)}{6 \cdot x \cdot (2h-d) + 2 d \cdot (2d-3h)}$$

Jetzt entsteht

$$\frac{b \cdot d}{2} \cdot \sigma_b \cdot \frac{2x-d}{x} = \frac{6 M \cdot (2x-d)}{6 x \cdot (2h-d) + 2 d \cdot (2d-3h)}$$

oder auch

$$b \cdot d \cdot \sigma_b = \frac{6 M \cdot x}{3 x \cdot (2h-d) + d(2d-3h)}$$



Weiters hat man

$$\frac{\sigma_e}{n \cdot \sigma_b} = \frac{h - x}{x},$$

woraus folgt

$$x = \frac{h}{1 + \frac{\sigma_e}{n \cdot \sigma_b}},$$

und daher ist

$$b \cdot d \cdot \sigma_b = \frac{6 \cdot M \cdot h \cdot \frac{1}{1 + \frac{\sigma_e}{n \cdot \sigma_b}}}{\frac{3h}{1 + \frac{\sigma_e}{n \cdot \sigma_b}} (2h - d) + d \cdot (2d - 3h)},$$

und hieraus entsteht

$$\sigma_b \cdot b \cdot d = \frac{6 M \cdot h}{6h^2 - 3hd \cdot \left[2 + \frac{\sigma_e}{n \cdot \sigma_b}\right] + 2d^2 \cdot \left[1 + \frac{\sigma_b}{n \cdot \sigma_b}\right]}.$$

Wir wollen nehmen $\sigma_b = 40 \text{ kg/cm}^2$ und $\sigma_e = 1200 \text{ kg/cm}^2$ und haben mit $n = 15$

$$\frac{\sigma_e}{n \cdot \sigma_b} = \frac{1200}{15 \cdot 40} = 2,$$

und es ist deshalb $x = \frac{h}{3}$, d. h. die neutrale Achse ist von dem oberen Rande der Platte der dritte Teil des Abstandes dieses Randes von dem Schwerpunkt des Eisenquerschnittes.

Weiter hat man

$$\sigma_b \cdot b \cdot d = \frac{6 M \cdot h}{6h^2 - 12 \cdot h d + 6d^2},$$

das heißt

$$h^2 - 2h \cdot d + d^2 = \frac{M \cdot h}{\sigma_b \cdot b \cdot d}.$$

Offenbar rechnen wir sicherer, wenn wir d^2 vernachlässigen, d. h. die wirklich vorkommenden Spannungen im Eisen und im Beton werden kleiner sein als die vorausgesetzten, und dann hat man zur Berechnung von h die einfache Formel

$$h = 2d + \frac{M}{\sigma_b \cdot b \cdot d}.$$

Die wirkliche Höhe des T-förmigen Querschnittes ist größer als h , u. zw. um eine Strecke a , die zur Einbettung des Eisens dient, das Gewicht der letzteren Betonmenge wollen wir vernachlässigen. Dasselbe ist ja gering, und es vergrößern sich dadurch wiederum die Spannungen in den beiden Stoffen, bleiben jedoch immer noch unter den vorausgesetzten, so daß die Sicherheit in unserer Berechnungsweise erhalten bleibt.

Wir nennen, um die letzte Formel für die Praxis brauchbarer zu machen, q die Gesamtlast für die Flächeneinheit, also für das cm^2 und dafür ferner p die Nutzlast, γ das Gewicht eines cm^3 Beton, also

$$\frac{2400}{100 \cdot 100 \cdot 100} = \frac{24}{10000} = \gamma,$$

und man hat

$$q = p + \gamma \cdot \left[d + (h - d) \cdot \frac{b_1}{b} \right],$$

weil ja, wenn l die Spannweite des Plattenbalkens ist,

$$q \cdot l b = p \cdot l b + \gamma \cdot [d l b + (h - d) l b_1]$$

sein muß. Wir wollen nun zunächst aus der vorletzten

Gleichung über $\frac{b_1}{b}$ Bestimmungen treffen. Die neutrale Achse soll im Stege liegen, und die größte vorkommende Schubbeanspruchung soll bekanntlich den Wert 4.5 kg/cm^2 nicht überschreiten. Wenn dies jedoch dennoch geschehen sollte, so ist das Zugeisen aufzubiegen. Hienach ist auch in den ministeriellen Bestimmungen ein Zahlenbeispiel durchgerechnet, und weil die größte Scherspannung 5 kg ergab, so geschah das Aufbiegen des Eisens im Abstände $\frac{l}{20}$ vom Auflager. Die Berechnung, welche in den ministeriellen Bestimmungen gegeben ist, läßt sich wesentlich vereinfachen, und man erhält in dem Zahlenbeispiele mit der genauen Formel nicht $x = \text{rund } 0.5 m$, sondern genau $x = 0.5 m$. Nennen wir nämlich (τ) die größte vorkommende Scherspannung, so hat man die Beziehung

$$\frac{q l b}{2} - \frac{q l b}{2} \cdot \frac{4.5}{(\tau)} = x \cdot q b,$$

woraus folgt:

$$\frac{x}{l} = 0.5 \cdot \left[1 - \frac{4.5}{(\tau)} \right].$$

Dieses x ist mit dem vorigen nicht zu verwechseln, denn es bedeutet den Abstand der Stellen, wo das Eisen aufgebogen wird, vom Auflager des Plattenbalkens.

Das Aufbiegen des Eisens halten wir auch aus anderem Grunde für erforderlich. Es findet nämlich am Auflager doch eine teilweise Einspannung statt, so daß dort am oberen Rande Zugspannungen auftreten, daher Eiseneinlagen erforderlich sind, welche eben aus dem aufgebogenen Eisen bestehen. Wir halten ferner für diese Zwecke die Entfernung $x = \frac{l}{20}$ für zu klein und nehmen lieber, wie in

der Praxis üblich, $x = \frac{l}{10}$, wodurch man hat

$$\frac{1}{10} = 0.5 \cdot \left[1 - \frac{4.5}{(\tau)} \right]$$

oder auch

$$(\tau) = 5.625 \text{ kg/cm}^2$$

als höchste vorkommende Scherspannung.

Es ist nun

$$(\tau) = \frac{q \cdot l b}{b_1 \cdot h \cdot \left[1 - \frac{x}{3h} \right]},$$

wobei hier x der Abstand der neutralen Achse vom oberen Rande der Platte bedeutet.

Es wurde ermittelt $\frac{x}{h} = \frac{1}{3}$ und $(\tau) = 5.625$, also hat man

$$\frac{q_1}{b} = \frac{\frac{q \cdot l}{2}}{5.625 \cdot h \cdot \left(1 - \frac{1}{9} \right)} = \frac{9 \cdot q \cdot l}{90 h}$$

oder auch

$$\frac{b_1}{b} = \frac{q \cdot l}{10 \cdot h} \quad \dots \quad \text{II),}$$

Hiedurch erhalten wir jetzt

$$q = p + \gamma \cdot \left[d + (h - d) \cdot \frac{q \cdot l}{10 \cdot h} \right]$$

oder auch

$$q = \frac{p + \gamma \cdot d}{1 - (h - d) \cdot \frac{l}{10 \cdot h} \cdot \gamma} \quad \dots \quad \text{III),}$$

das heißt

$$q = \frac{10 \cdot h \cdot (p + \gamma d)}{h \cdot [10 - \gamma l] + d \cdot \gamma \cdot l}$$

Dann ist

$$M = \frac{b \cdot q \cdot l^2}{8} = \frac{5}{4} b \cdot l^2 \cdot h \cdot \frac{p + \gamma d}{h \cdot [10 - \gamma l] + d \cdot \gamma \cdot l}$$

Aus der Gleichung $h = 2 d \frac{M}{\sigma_b \cdot b \cdot d}$ hat man jetzt

$$(h - 2d) = \frac{5}{4} \cdot \frac{l^2 \cdot h}{\sigma_b \cdot d} \cdot \frac{p + \gamma d}{h \cdot [10 - \gamma l] + d \cdot \gamma \cdot l}$$

oder auch

$$(h - 2d) \cdot [h(10 - \gamma l) + d \gamma l] = \frac{5}{4} \cdot \frac{l^2 \cdot h}{\sigma_b \cdot d} \cdot (p + \gamma d),$$

das heißt

$$h^2 \cdot [10 - \gamma l] - 2 d h \cdot [10 - \gamma l] + h d \gamma l = \frac{5}{4} \cdot \frac{l^2 \cdot h}{\sigma_0 d} \times \\ \times (p + \gamma d) + 2 d^2 \gamma l,$$

und hieraus folgt

$$h^2 \cdot [10 - \gamma l] - d h [20 - 3 \gamma l] = \frac{5}{4} \cdot \frac{l^2 h}{\sigma_0 d} \times \\ \times (p + \gamma d) + 2 d^2 \cdot \gamma l$$

oder auch

$$h^2 \cdot [10 - \gamma l] - h \cdot \left\{ d(20 - 3 \gamma l) + \frac{l^2}{0.8 \cdot \sigma_0 d} \cdot (p + \gamma d) \right\} = \\ = 2 d^2 \cdot \gamma l.$$

Diese Gleichung dient zur Berechnung von h , wenn l und d gegeben sind, und worin, wie wir bereits erwähnt hatten,

$$\gamma = \frac{24}{10000}$$

ist. Selbstverständlich muß p ebenfalls gegeben sein und bedeutet, wohl bemerkt, die Belastung für das Quadratzentimeter, weil sämtliche Strecken mit dem Zentimeter zu messen sind.

Die Formel ist deswegen bemerkenswert, weil sie **unabhängig ist von der Breite b des Plattenbalkens**. Unter d wird man gewöhnlich die auf andere Weise zu berechnende Stärke der Platte nehmen, muß also, wie erwähnt, als bekannt gelten. Hat man mit dieser Gleichung h gefunden, so fügt man die Stärke a zur Einbettung des Eisens hinzu. Weiter ist auch b als bekannt anzunehmen und beträgt nach den ministeriellen Bestimmungen höchstens ein Drittel der Spannweite l . Dann findet man mit der Gleichung III) die Gesamtlast q für die Flächeneinheit und mit Gleichung II) endlich b_1 , so daß die Gestalt der Platte hiemit bekannt ist. Es handelt sich also nur noch um den Querschnitt der Eiseneinlage. Hiefür hat man die Gleichung I),

woraus folgt, weil $x = \frac{h}{3}$ ist:

$$f_e = \frac{b \cdot d}{2} \cdot \frac{\sigma_b}{\sigma_e} \cdot \left[2 - \frac{3d}{h} \right] \quad \text{IV),}$$

womit man den Querschnitt der Eiseneinlagen berechnen kann.

Zum Schlusse bemerken wir noch, daß die Formeln allgemein Gültigkeit haben, wenn $\frac{\sigma_e}{\sigma_b} = \frac{1200}{40} = 30$ ist.

Es konnte also z. B. $\sigma_e = 1000$ betragen, dann ist also $\sigma_e = \frac{1000}{30} = 33\frac{1}{3}$ zu nehmen u. s. w. Mit unseren Werten für σ_b und σ_e hat man also zur Berechnung der Plattenbalken folgende Formeln:

$$h^2 \cdot \left[10 - \frac{24 \cdot l}{10000} \right] - h \cdot \left[d \cdot \left(20 - \frac{72 \cdot l}{10000} \right) + \frac{l^2}{32 \cdot d} \left(p + \frac{24 \cdot d}{10000} \right) \right] = \frac{48 d^2 \cdot l}{10000}, \\ f_e = \frac{b \cdot d}{30} \cdot \left[1 - \frac{3d}{2h} \right],$$

$$q = \frac{p + \frac{24}{10000} d}{1 - (h - d) \cdot \frac{24 l}{100000 \cdot h}}$$

und

$$b_1 = \frac{q \cdot l}{10 \cdot h} \cdot b.$$

Alle Strecken sind mit dem Zentimeter zu messen, und namentlich ist p die Nutzlast für das Grundzentimeter. Diese Berechnungsweise führt sofort zum Ziel, und zwar mit Spannungen, welche bis zu den zulässigen Grenzen hinreichen, wodurch man vom wirtschaftlichen Standpunkte aus offenbar vorteilhafter als auf andere Weise rechnet. Ferner fügen wir noch bei, daß die Zugeisen im Abstände $\frac{l}{10}$ vom Rande aufzubiegen sind.

Zahlenbeispiel. Gegeben ist die Belastung für das Quadratmeter 250 kg, also ist $p = \frac{250}{100^2} = \frac{250}{10000}$, $l = 1200$ cm und $b = 200$ cm.

Auf anderem Wege findet man dann $d = 8$ cm. Wir haben jetzt zur Berechnung von h :

$$h^2 \cdot \left[10 - \frac{24 \cdot 1200}{10000} \right] - h \cdot \left[8 \cdot \left(20 - \frac{72 \cdot 1200}{10000} \right) + \frac{1200^2}{32 \cdot 8} \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{250}{10000} + \frac{24 \cdot 8}{10000} \right) \right] = \frac{48 \cdot 8^2 \cdot 1200}{10000},$$

und hieraus hat man $h^2 - 47.68 h = 51.77$, d. h. $h = 48.8$ cm.

Nimmt man für die Ausführung nach $a = 3.2$ cm zur Einbettung des Eisens, so beträgt die Stärke des Plattenbalkens $0.025 + 0.192$

$$52 \text{ cm. Dann haben wir } q = \frac{0.025 + 0.192}{1 - 40.8 \cdot \frac{24 \cdot 1200}{100000 \cdot 48.8}} = \\ = 0.05025, \text{ und es ist } b_1 = \frac{0.05025 \cdot 1200 \cdot 200}{10 \cdot 48.8} = 24.7 \text{ cm.}$$

Endlich ist $f_e = \frac{200 \cdot 8}{30} \cdot \left(1 - \frac{3 \cdot 8}{2 \cdot 48.8} \right) = 40.22 \text{ cm}^2$. Nennen

wir die Gleitspannung (Haftspannung) τ_1 , so ist bekanntlich $\frac{\tau_1}{(\tau)} = \frac{b_1}{u}$, wenn u der Umfang der Eiseneinlage ist. Nun

ist genommen worden $(\tau) = 5.625$, es ist b_1 berechnet 24.7 cm. Nehmen wir 8 Rundeseisen, so hat, wenn die Hälfte der Eisen

aufgebogen ist, jedes $\frac{20.11}{8} = 2.5175 \text{ cm}^2$ Inhalt, also 1.79 cm

Durchmesser, und es ergibt sich dann, weil $u = 8 \cdot 5.6238 = 45.088$ cm beträgt,

$$\tau_1 = \frac{24.7 \cdot 5.625}{45.088} = 3.09 \text{ kg/cm}^2,$$

was noch zulässig ist, weil $\tau_1 = 4.5$ gestattet ist. Überhaupt kann man die Haftspannung noch mehr verringern, je mehr Rundeseisen man nimmt. Es ist stets möglich, für eine gegebene Fläche f_e die nötige Anzahl Rundeseisen zu erhalten, selbst dann, wenn die vorgeschriebene Gleitspannung noch kleiner als 4.5 kg wäre. Jedenfalls ist es am vorteilhaftesten, soviel als möglich Rundeseisen zu nehmen, um noch mehr die Gleitspannung zu erniedrigen und damit die Tragfähigkeit der Konstruktion zu erhöhen.

Nach der ministeriellen Berechnungsweise hat man

$$x = \frac{48.8 \cdot 15 \cdot 40.22 + \frac{200 \cdot 8^2}{2}}{15 \cdot 40.22 + 200 \cdot 8} = 16.21 \text{ cm. Nach unserer Be-} \\ \text{rechnungsweise ist } x = \frac{48.8}{3} = 16.26 \text{ cm. Weiter ist } y = \\ = 16.21 - \frac{8}{2} + \frac{8^2}{6 \cdot (2 \cdot 16.21 - 8)} = 12.64 \text{ cm und dann}$$

$h - x + y = 45.23 \text{ cm}$. Weiter ist $2 \cdot 250 + (0.08 \cdot 2 + 0.274 \cdot 0.428) \cdot 2400 = 500 + 665 = 1166$ die Belastung für die Länge von einem Meter. Man hat daher

$$M = \frac{1166 \cdot 12 \cdot 1200}{8} = 2098800 \text{ kg/cm}.$$

Wir haben nun

$$\sigma_e = \frac{2098800}{40 \cdot 22 \cdot 45.23} = 1153 \text{ kg/cm}^2$$

und

$$\sigma_b = \frac{\sigma_e}{15} \cdot \frac{16.21}{32.59} = 38.23 \text{ kg/cm}^2.$$

Wir sehen, daß die Spannungen sowohl für Eisen als auch für Beton tatsächlich geringer sind, was nach unserer Berechnungsweise eintreffen mußte, und hiemit ist die Zuverlässigkeit derselben bestätigt.

Die Stärke b_1 am Stege könnte man geringer nehmen, wenn man (τ) noch mehr erhöhen würde, dann müßten jedoch die Eisen in einem größeren Abstände als $\frac{l}{10}$ vom Auflager aufgebogen werden. Der gewählte Abstand entspräche den üblichen praktischen Ausführungen, hat also sicherlich die Zuverlässigkeit für sich.

Vereins-Angelegenheiten.

BERICHT

Z. 557 v. 1905.

über die 2. (Wochen-)Versammlung der Tagung 1905/1906.

Samstag den 11. November 1905.

1. Der Vereinsvorsteher, Herr Generalinspektor Gustav Gerstel, eröffnet um 7 Uhr abends die Sitzung, begrüßt die erschienenen Gäste und fährt dann fort: „In den Mitteilungen des Vorsitzenden der vorigen Woche bedarf die Stelle über die Vollendung der von uns herausgegebenen Werke „Das Bauernhaus in Österreich-Ungarn“ und „Wien am Anfang des 20. Jahrhunderts“ eine Ergänzung. Bei reich illustrierten Prachtwerken mit einer großen Zahl von Mitarbeitern sind Verzögerungen in der Fertigstellung unvermeidlich; so dürfte der 2. Band von „Wien am Anfang des 20. Jahrhunderts“ frühestens im Laufe des Monats Februar 1906 zur Ausgabe gelangen können.“

Von der Leitung der „Wiener Urania“ ist mir heute das folgende Schreiben zugegangen:

Hochgeehrtes Präsidium!

Bekanntlich hängt die Existenz der Urania davon ab, daß die Errichtung des Gebäudes auf dem von der Gemeinde Wien gewidmeten Baugrunde am Aspernplatze binnen ganz kurzer Zeit in Angriff genommen werden kann. Seitens der öffentlichen Faktoren, welche der Urania das größte Entgegenkommen zeigen, stehen sehr bedeutende Beitragsleistungen in naher und ziemlich sicherer Aussicht. Ein Teilbetrag des Bauerfordernisses, und zwar der Betrag von K 150.000 muß aber durch private Sammlung bei der Wiener Bürgerschaft aufgebracht werden. Zu diesem Behufe wendet sich das Präsidium der Urania vertrauensvoll an Ihre bewährte Sympathie für unser Unternehmen, indem es die dringende Bitte stellt, Ihre Vereinsmitglieder bei der nächsten Gelegenheit auf den Existenzkampf und die Bedeutung der Urania nachdrücklichst aufmerksam zu machen und denselben die Unterstützung des Unternehmens durch reichliche Beiträge zum Baufonds wärmstens zu empfehlen. Auch wären wir Ihnen sehr dankbar, wenn Sie sich gleichzeitig zur Entgegennahme von Beiträgen bereit erklären und dieselben für uns übernehmen wollten. Indem wir Sie bitten, unserem gemeinnützigen Institute in seinem schweren Existenzkampfe Ihre wertvolle Hilfe nicht zu versagen, zeichnen wir mit vorzüglicher Hochachtung

Für die Leitung der Wiener Urania:

gez.

Dr. Ludwig Koessler,
Präsident,

Dr. v. Vivenot,

Konsul,
Mitglied des Exekutivkomitees,

Dr. Ritter v. Mahl-Schedl,
k. k. Ministerialrat im Ministerium des Innern,
Vize-Präsident,

Dr. Friedrich Umlauf,
Direktor.

Diesem Ersuchen komme ich gerne nach, indem ich veranlasse, daß Beiträge für dieses wirklich gemeinnützige Unternehmen in unserer Vereinskasse entgegengenommen werden.“

Der Vorsitzende gibt die Tagesordnungen der nächstwöchentlichen Versammlungen bekannt und fährt, da niemand das Wort zu ergreifen wünscht, fort:

2. „Wir schreiten nun zum zweiten Punkte der heutigen Tagesordnung: „Diskussion über die neuen Hafenbauten von Triest.“ Nach dem Vortrage des Herrn techn. Rat Nádory in unserer Versammlung vom 29. April l. J. wurde über Anregung des Herrn Hofrat Professor R. v. Schoen ein Diskussionsabend in Aussicht genommen, den wir für heute anberaumt haben. An dieser Diskussion teilzunehmen haben wir eingeladen: den Ingenieur- und Architekten-Verein in Triest, die Handels- und Gewerbekammer in Triest, das Municipio und die k. k. Seebehörde in Triest. Von den beiden erstgenannten Körperschaften wurde unser Vereinskollege Herr Ingenieur Artur Ziffer delegiert.“

Der Vorsitzende verweist auf § 16 der Geschäftsordnung, welcher das Zeitausmaß von höchstens 20 Minuten für jeden Redner festsetzt und nicht gestattet, daß ein Redner mehr als zweimal das Wort ergreift. Die Herren Ober-Baurat Michl und techn. Rat Nádory ersuchen um die Erlaubnis, länger als 20 Minuten zu sprechen. Die Versammlung gibt dazu über Anfrage des Vorsitzenden ihre Zustimmung.

Die nun folgende Diskussion, an der die Herren techn. Rat Nádory, Ober-Baurat Michl, Ingenieur Ziffer und Hofrat Professor v. Schoen teilnehmen, wird ehestens vollinhaltlich in der „Zeitschrift“ erscheinen.

Herr Hofrat Prof. v. Schoen regt unter allgemeiner Zustimmung die Fortsetzung der Diskussion in der Fachgruppe der Bau- und Eisenbahn-Ingenieure an.

Der Vorsitzende schließt nach 9 $\frac{1}{2}$ Uhr abends die Sitzung, vom Beifalle der Versammlung begleitet, mit den Worten: „Ich werde den Obmann der Fachgruppe der Bau- und Eisenbahn-Ingenieure verständigen, damit er so freundlich ist, eine Fortsetzung der Diskussion in der Fachgruppe einzuleiten. Ich glaube, daß wir vor allem Herrn Hofrat v. Schoen danken müssen, der die Anregung zu der heutigen Diskussion gegeben hat und damit für uns die Möglichkeit, diese wichtige Frage der Hafenbauten in Triest eingehend besprechen zu können. Ich danke allen Herren, welche sich an der heutigen Diskussion mit so reichem Fachwissen und so umfangreicher Sachkenntnis beteiligt und es uns dadurch ermöglicht haben, in einigen Belangen uns ein klares Urteil zu bilden.“

C. v. Popp.

Vermischtes.

Personal-Nachrichten.

Der Kaiser hat ernannt Herrn Ludwig Tiefenbacher, Baurat im Eisenbahnministerium, zum Ober-Baurate und verliehen den Herren Viktor v. Neuman, Industrieller in Marktl, das Ritterkreuz des Franz Josef-Ordens und Karl Lun, Baumeister in Meran, den Titel Baurat.

Der Leiter des Eisenbahnministeriums hat ernannt die Herren

Friedrich Fischer Edler v. Ziekhartsburg, Ferdinand Gerstner, Karl Mittermayer, Josef Edler v. Ott, Oskar Rother und Franz Schulz zu Bauräten, Karl Barvic, Dr. Artur Hruschka, Ottokar Jahn und Hermann Setz zu Ober-Ingenieuren im Eisenbahnministerium.

Herr Hofrat Rudolf Ritter Grimus v. Grimburg wurde zum Mitgliede des Ausschusses des Deutschen Museums in München gewählt.

VII. Internationaler Architekten-Kongreß London, 16. bis 21. Juli 1906. Es werden die folgenden Gegenstände behandelt werden:

1. Ausführung wichtiger Regierungs- und städtischer Bauten durch besoldete Beamte.
2. Baukünstlerisches Verlagsrecht und Eigentumsrecht an Zeichnungen.
3. Aus Stahl und Eisenbeton hergestellte Bauten:
 - a) Allgemeine Lage dieses Gegenstandes.
 - b) Unter besonderer Berücksichtigung der ästhetischen und hygienischen Gesichtspunkte inbezug auf sehr hohe Gebäude.
4. Baukünstlerische Bildung des Publikums.
5. Gesetzmäßige Befähigung eines Architekten.
6. Wie weit ist ein Architekt in theoretischer und praktischer Weise als ein Handwerker auszubilden.
7. Entwerfen und Anlegen von Straßen und freien Plätzen in Städten.
8. Ist dem Architekten unumschränkte Gewalt über andere Künstler oder Handwerker bei der Vollendung eines nationalen oder öffentlichen Gebäudes zu erteilen?
9. Die Verantwortlichkeit der Regierung hinsichtlich der Erhaltung nationaler Denkmäler.

Der geschäftsleitende Ausschuß nimmt Abhandlungen über irgend eines der obigen Themata in Empfang, um sie dem Kongresse vorzulegen. Die Abhandlungen können in englischer, deutscher oder französischer Sprache abgefaßt sein. Jeder Abhandlung ist ein 1000 Wörter nicht überschreitender Abriß beizufügen. Die Abhandlungen und Abrisse sind vor dem 30. April 1906 bei dem geschäftsleitenden Ausschusse einzuliefern. Alle Mitteilungen sind an den Sekretär des geschäftsleitenden Ausschusses, 9 Conduit Street London W., zu richten.

Wettbewerb.

Preis Ausschreiben für Medaillenentwürfe. Die Egerer Handels- und Gewerbekammer hat behufs Beschaffung von Entwürfen für Medaillen, welche als Auszeichnung für langjährige treue Dienste in einem und demselben Unternehmen an Angestellte und Arbeiter verliehen werden sollen, anfangs September l. J. eine Preis Ausschreibung erlassen. Infolge derselben sind von österreichischen Künstlern deutscher Nationalität zahlreiche Entwürfe vorgelegt worden, und hat eine Jury, bestehend aus zwei Architekten, drei Malern und einem Bildhauer, über die Zuerkennung der Preise beraten. Der erste Preis für Entwürfe zu einer Arbeitermedaille und zur Medaille für Angestellte wurde Herrn Hugo Uher, Bildhauer in Karlsbad, zuerkannt; den zweiten Preis für die Arbeitermedaille erhielt Herr Oskar Thiede und jenen für die Mitarbeitermedaille Herr Franz Kounitzky, beide in Wien.

Offene Stelle.

87. Von der Gemeindevorstellung der Landeshauptstadt Linz gelangt die Stelle eines Ingenieurs mit K 2800 Gehalt und K 600 Aktivitätszulage zur Besetzung. Bewerber müssen österreichische Staatsbürger und deutscher Nationalität sein. Gesuche mit dem Nachweise der zurückgelegten Studien, Prüfungen und der eventuellen bisherigen praktischen Verwendung sind bis 1. Dezember l. J. bei der Gemeindevorstellung von Linz einzureichen.

Vergebung von Arbeiten und Lieferungen.

1. Für die Wiener Erste Hochquellenleitung gelangt die Lieferung, Einschaltung und Instandhaltung von geeichten Wassermessern im Offertwege zur Vergebung, und zwar: 3025 Stück 13 mm, 200 Stück 25 mm, 100 Stück 50 mm, 15 Stück 80 mm und 5 Stück 100 mm. Die Kosten sind für die Anschaffung einschließlich Eichung mit K 170.109-50 veranschlagt. Angebote sind bis 20. November l. J., vormittags 10 Uhr, beim Magistrat Wien, Abteilung VIII, Altes Rathaus einzureichen. Bedingungen liegen beim Stadtbauamt (Abteilung VII, Altes Rathaus) zur Einsicht auf.

2. Beim Gebäude der Volks- und Bürgerschule in Haida gelangt ein fünfgeschoßiger Anbau, ferner der Einbau von Spül-Abort und einer Heizungs- und Lüftungsanlage zur Vergebung. Angebote sind bis 20. November l. J., mittags 12 Uhr, beim Stadtbauamt in Haida einzureichen, bei welchem auch die Baubehelfe zur Einsicht aufliegen. Vadium 10%.

3. Für die Leichenhalle für Infektiöse im Wiener Zentralfriedhofe gelangen nachstehende Arbeiten und Lieferungen im Offert-

wege zur Vergebung: a) Traversenlieferung im veranschlagten Kostenbetrage von K 27.240; b) Steinmetzarbeiten im Kostenbetrage von K 10.765-60; c) Zimmermannsarbeiten im Kostenbetrage von K 14.301 und K 1000 Pauschale; d) Spenglerarbeiten im Kostenbetrage von K 21.057-50 und K 1000 Pauschale; e) Bautischlerarbeiten im Kostenbetrage von K 5695-54 und K 1000 Pauschale; f) Anstreicherarbeiten im Kostenbetrage von K 2163-60 und K 400 Pauschale; g) Glaserarbeiten im Kostenbetrage von K 4199-90 und K 800 Pauschale und h) Bauschlosserarbeiten im Kostenbetrage von K 10.929-90 und K 3000 Pauschale. Die Offertverhandlung findet am 21. November l. J., vormittags 10 Uhr, beim Magistrat Wien statt. Pläne, Bedingungen und Kostenanschläge liegen beim Stadtbauamt, Abteilung III, zur Einsicht auf. Vadium 5%.

4. Für den Neu- und Umbau der städtischen Hauptunraskanäle in den Jahren 1906 und 1907 gelangt die Lieferung der Steinzeug-Sohlenschalen und Wandplatten (K 123.375 pro Jahr) und die Lieferung der Straßensinkkästen (K 15.000 pro Jahr) im Offertwege zur Vergebung. Angebote sind bis 25. November l. J., vormittags 10 Uhr, beim Magistrat Wien einzureichen. Vadium 5%.

5. Die k. k. Staatsbahndirektion Villach vergibt im Offertwege die Lieferung und Aufstellung der neuen Eisenkonstruktion für die Schlitzabücke in Km 0-4/5 der Linie Tarvis-Laibach samt der Ausschlebung und Abmontierung der bestehenden Eisenkonstruktion, einschließlich der erforderlichen Gerüste. Für diese Eisenkonstruktion mit 65-80 m Stützweite gelangen 300 t Eisenmaterial zur Verwendung. Angebote sind bis 28. November l. J., mittags 12 Uhr, bei der Abteilung 2 dieser Direktion einzureichen. Die bezüglichen Offertbehalte liegen bei der Abteilung 3 zur Einsicht auf. Vadium K 9000.

6. Die k. k. Staatsbahndirektion Pilsen vergibt im Offertwege die Lieferung und Aufstellung der eisernen Kuppeldachkonstruktion am neuen Personenbahnhofe in Pilsen nach vorhandenen Detailplänen im Gesamtgewichte von rund 163.040 kg. Angebote sind bis 29. November l. J., vormittags 11 Uhr, einzureichen. Das zu erlegende Vadium beträgt K 4000.

7. Die Direktion der k. u. Staatsbahnen schreibt wegen Vergebung der Bauarbeiten für ein auf dem Maria Valeria Molo in Fiume zu errichtendes Lagerhaus eine Offertverhandlung aus. Angebote sind bis 29. November l. J., mittags 12 Uhr, beim Bau- und Bahnerhaltungs-Departement der genannten Direktion in Budapest einzureichen. Plan-skizze, Kostenberechnung und Bedingungen sind beim Zentralmappenarchiv dieser Direktion gegen Einsendung von K 5 erhältlich. Das zu erlegende Vadium beträgt K 28.000.

8. Die k. k. Staatsbahndirektion Krakau vergibt im Offertwege die Ausführung: a) eines Materialmagazines, nebst Kaserne, Aborten und Flugdach in der Station Podgorze-Plaszów im veranschlagten Kostenbetrage von K 68.000 und b) der Fundierung für eine Lokomotivdreh-scheibe von 18 m Durchmesser und zweier Entleerungsgruben nebst Kran und Tropfschacht in der Station Neu-Sandez im veranschlagten Kostenbetrage von K 20.000. Angebote sind bis 30. November l. J., vormittags 11 1/2 Uhr, bei der genannten Direktion einzureichen. Projektspläne, Baubedingnisse u. s. w. sind bei der Abteilung für Bahnerhaltung und Bau einzusehen. Das zu erlegende Vadium beträgt für a) K 3500, für b) K 1000.

9. Der Magistrat Budapest vergibt im Offertwege für den Bau von Arkadengrüften im Kerepeser Friedhofe die erforderlichen Erd- und Baumeisterarbeiten im veranschlagten Kostenbetrage von K 141.908-66; Steinmetzarbeiten im Kostenbetrage von K 363-860-60 und Eisenarbeiten im Kostenbetrage von K 33.946. Angebote sind bis 15. Dezember l. J., vormittags 11 Uhr, beim Magistrat einzureichen. Die betreffenden Offertbehalte liegen beim hauptstädtischen Ingenieur-amte zur Einsicht auf.

10. Die k. k. Staatsbahndirektion Pilsen vergibt im Offertwege die Lieferung nachbenannter Einrichtungen für eine neue elektrische Beleuchtungsanlage am Bahnhofe in Pilsen, u. zw. 2 Aggregate, bestehend aus je einer Dampfmaschine mit Schwungrad-dynamo von 250 KW nebst sämtlichen Apparaten für die Schalttafel, 2 Dampfkessel, 1 Speisewasservorwärmer, 1 Kondenswasserpumpe mit elektrischem Antriebe, 1 Kondenswasser-Rückkühlanlage und die komplette Dampf- und Wasserrohrleitung. Angebote sind bis 20. Dezember l. J., mittags 12 Uhr, beim Einreichungsprotokolle der Direktion einzureichen. Die Offertbehalte liegen bei der Abteilung 4 zur Einsicht auf.

11. Vergebung des Baues einer Wasserleitung für die Stadt Jassy im veranschlagten Kostenbetrage von Lei 8.000.000. Nähere Bestimmungen in der Vereinskassenzelle.

Eingelangte Bücher.

Die folgenden Werke wurden der Bibliothek von Herrn Ing. J. Deutsch gespendet.

10.367 Über den Bau der Wasserkraftanlage in Lend. Von V. Brausewetter. 80. 19 S. m. 2 Taf. Wien 1899.

10.368 Die Regulierung der ungarischen oberen Donau. Von S. Fekete. 80. 44 S. m. 7 Taf. Budapest 1899.

10.369 Die Fangdämme, Spundwände, Rammen und Wasserschöpfmaschinen in ihrer Anwendung bei Gründungen. Von F. Promnitz. 80. 83 S. m. 125 Abb. Halle a. d. S. 1869.

- 10.370 Die Schiffbarmachung der Oder. Von C. Fessel. 80. 112 S. Oppeln 1872.
 10.371 Der diesjährige Eisgang und die Weichsel-Nogat-Regulierung. 80. 34 S. m. 1 Tafel Elbing 1870.
 10.372 Die Regulierung der Flüsse Böhmens und ihre volkswirtschaftliche Bedeutung. Von E. Gallas. 80. 42 S. Prag 1871.
 10.373 La Seine Maritime et son Estuaire. Par E. Lavoinne. 80. 311 S. m. Abb. Paris.
 10.374 Die Regulierung des Ostrawitzflusses. Von E. Markus. 80. 99 S. m. 2 Karten. Wien 1883.
 10.375 Das Reservoir im Bösen Loch bei Komotau. Von A. R. Harlacher. 80. 48 S. m. 4 Taf. Prag 1875.
 10.376 Die Korrektur des Elbstromes und die Uferbauten an demselben. Von J. G. Lohse. 80. 35 S. Dresden 1871.
 10.377 Die Regulierungen des Dobrabaches und einiger Strecken des Partefflusses. Von F. Kunzel. 80. 72 S. m. 4 Taf. Dresden 1869.
 10.378 Note sur les Écluses de Suresnes et de Bougival. Par M. Boulé. 80. 23 S. m. 1 Taf. Paris 1884.
 10.379 Notice sur une nouvelle Passe navigable dans le Barrage de Port à l'Anglais. Par M. Boulé. 80. 72 S. m. 2 Taf. Paris 1873.
 10.380 Le Barrage de la Gileppe. Par Rodson & Detienne. 80. 87 S. m. 13 Taf. Paris 1877.
 10.381 Construction du réservoir de Paroy. Par A. Picard. 80. 46 S. m. 3 Taf. Paris 1880.
 10.382 Exhaussement à 2 Mètres du Mouillage. Par A. Picard. 80. 111 S. m. 5 Taf. Paris 1880.
 10.383 Sul nuovo Metodo per Chiudere le Rotte dei Fiumi. Di A. Chiamanti. 80. 33 S. m. 3 Taf. Milano 1875.

10.384 Der Elbe-Moldau-Donaukanal als Transitstraße des west-östlichen Handels. Von Dr. F. Siewert. 80. 172 S. m. 5 Tab. Berlin 1899.

10.385 Die Kanalisierung der Maas von Namur bis zur französischen Grenze. Von H. Martial. Autorisierte Übersetzung von E. Dusing. 80. 74 S. m. 6 Taf. Wiesbaden 1885.

10.386 Die Kanalfrage. Von Opel. 80. 35 S. Leipzig 1885.

10.387 Die Frage des Kanalbaues in Preußen. Von Dr. A. Meitzen. 80. 71 S. m. 1 Taf. Leipzig 1885.

10.388 Donauregulierung zwischen Pest und Ofen. Pester Schifffahrtskanal. Schutz der Insel Csepel. Von F. Reitter. 80. 97 S. m. 2 Taf. Pest 1865.

10.389 Der Escher-Linthkanal. Von J. Weyrauch. 80. 131 S. m. 1 Taf. Zürich 1868.

10.390 Donau-Save-Schifffahrtskanal zwischen Vukovar und Samac in Slavonien. 80. 19 S. m. 1 Karte. Wien 1869.

Eingesendet.

Ein Herr Adolf Schluck, dem ich vor etwa 20 Jahren den Plan zu einem Grabdenkmale machte, versendet eine Schrift: „Pietät und Denkmalschutz der Stadt Wien“, worin er sich mit „Civis“ unterzeichnet, während er meinen Namen voll unter die Ansicht des Grabdenkmales setzt. Um Irrtümern vorzubeugen, erkläre ich hiemit den geehrten Fachgenossen, daß ich dieser Sache vollständig ferne stehe.
D. Avanzo.

Geschäftliche Mitteilungen des Vereines.

TAGES-ORDNUNG

Z. 595 v. 1905.

der 3. (Wochen-) Versammlung der Tagung 1905/1906

Samstag den 18. November 1905.

1. Mitteilungen des Vorsitzenden.
2. Vortrag des Herrn Bau-Oberkommissär Max Singer: „Die Tauernbahn“; mit Vorführung von Lichtbildern.

Fachgruppe für Architektur und Hochbau.

Dienstag den 21. November 1905.

1. Mitteilungen des Vorsitzenden.
2. Vortrag des Herrn Architekt Josef Höfler: „Zwanglose Betrachtungen über die bauliche Entwicklung von Budapest im allgemeinen und im besonderen“.

Fachgruppe der Berg- und Hüttenmänner.

Donnerstag den 23. November 1905.

1. Mitteilungen des Vorsitzenden.
2. Fortsetzung des Vortrages des Herrn Professor Alfons Müllner: „Die geschichtliche Entwicklung des innerösterreichischen Bergbaues“; mit Vorführung von Lichtbildern.

Fachgruppe der Bodenkultur-Ingenieure.

Freitag den 24. November 1905.

1. Mitteilungen des Vorsitzenden.
2. Vortrag des Herrn Forstinspektions-Kommissär Friedrich Lorenz: „Die Hindernisse für die Bewegung des Wassers“.
 Beginn der Versammlung 6½ Uhr.

Verzeichnis der Vortragsabende:

(Fortsetzung zu Nr. 44, S. 608.)

Herr Geheim. Regierungsrat Professor Dr. Alois Riedler ist verhindert, am Samstag den 23. Dezember l. J. den angekündigten Vortrag zu halten; es entfällt somit dieser Vortragsabend.

Samstag den 30. Dezember 1905

und *Samstag den 6. Jänner 1906* (Heil. 3 Könige)
 findet keine Versammlung statt.

Samstag den 13. Jänner 1906.

Experimentalvortrag des Herrn Dr. S. Saubermann: „Neuere Fortschritte bei der Gewinnung von industriellem Sauerstoff mit besonderer Berücksichtigung der modernen Schweißverfahren“.

Samstag den 20. Jänner 1906.

Vortrag des Herrn Hauptmann Anton Schindler: „Die Weltausstellung in Lüttich 1905“.

Samstag den 27. Jänner 1906.

Vortrag des Herrn Professor Artur W. Unger: „Der dermalige Stand der Reproduktionsverfahren“.


Samstag den 3. Februar 1906.

Vortrag des Herrn Ober-Ingenieur Dr. Artur Hruschka: „Der Betrieb auf elektrischen Vollbahnen“.

Fachgruppen-Versammlungen der Tagung 1905/1906.

Fachgruppe	Novbr.	Dezbr.	Jänner	Februar	März	April
Architektur und Hochbau (Dienstag)	—	5., 19.	9., 23.	6., 20.	6., 20.	3.
Bau- u. Eisenb.-Ingenieure (Donnerstag)	30.	14.	4., 18.	1., 15.	1., 15., 29.	—
Berg- und Hüttenmänner (Donnerstag)	—	7., 21.	11., 25.	8., 22.	8., 22.	5.
Bodenkultur-Ingenieure (Freitag) 6½ Uhr	—	15	12., 26.	9., 23.	9., 23.	—
Chemie (Montag)	27.	18.	15.	10. Samstg.	12.	—
Elektrotechnik (Montag)	27.	11.	8., 22.	5., 19.	5., 19.	2.
Gesundheitstechnik (Mittwoch)	—	13.	10., 24.	7., 21.	14., 28.	—
Maschinen-Ingenieure (Dienstag)	30. Donners-tag	12.	16., 30.	13.	13., 27.	10., 24.

An den mit fester Schrift bezeichneten Tagen findet die Versammlung im großen Saale statt.

 Alle Versammlungen beginnen um 7 Uhr abends, wenn nicht eine andere Stunde angegeben ist.

ZEITSCHRIFT DES ÖSTERREICHISCHEN INGENIEUR- UND ARCHITEKTEN-VEREINES.

Nr. 47.

Wien, Freitag, den 24. November 1905.

LVII. Jahrgang.

Alle Rechte vorbehalten.

Über die Bestimmung der Leistungen von Lokomotiven aus dem Verlaufe der Geschwindigkeitskurven.

Von Ing. Dr. Karl Schlöß.

Die Kraft, welche eine Lokomotive in der Richtung ihrer Fortbewegung zu äußern vermag, ist bekanntlich je nach dem Stadium der Geschwindigkeit von verschiedenen Faktoren abhängig. Im Beginne der Bewegung, d. i. bei geringen Geschwindigkeiten, ist es zunächst das Reibungsgewicht der Lokomotive im Vereine mit der Wirkung des Kolbendruckes, bezogen auf den Umfang der Triebäder, welches die fortbewegende Kraft der Lokomotive bestimmt; sobald jedoch eine gewisse Geschwindigkeit erreicht ist, tritt die Kesselleistung, bezw. die Dampferzeugungsfähigkeit des Kessels als bestimmender Faktor in den Vordergrund.

Die Dampferzeugungsfähigkeit des Kessels ist jedoch für eine bestimmte Lokomotive keine sich gleich bleibende Größe; sie ist vielmehr, außer von den Dimensionen der Heiz- und Rostfläche sowie konstruktiven Eigentümlichkeiten, abhängig von der Qualität des Feuerungsmateriales und von der mit der Pressung des ausströmenden Dampfes und der Geschwindigkeit sich ändernden Zugwirkung über dem Roste; man kann daher nicht allgemein von einer bestimmten, einer Lokomotive zukommenden Kesselleistung sprechen.

Wenn z. B. durch eine Lokomotive auf einer Strecke das eine Mal ein schwerer Zug mit geringer Geschwindigkeit, das andere Mal ein leichter Zug mit hoher Geschwindigkeit befördert wird, so daß in beiden Fällen die Leistungsfähigkeit der Lokomotive nicht weiter gesteigert werden könnte, so wird gleichwohl die Dampferzeugung des Kessels in jedem dieser Fälle eine andere sein.

Die Beförderung des schweren Zuges mit geringer Geschwindigkeit wird mit großer maschineller Leistung, d. i. mit hohen Füllungen in den Dampfzylindern vor sich gehen; der Dampf gelangt mit verhältnismäßig hohem Drucke in das Blasrohr und wird kräftige, jedoch wegen der geringen Umdrehungszahl in größeren Intervallen erfolgende Impulse auf die Verbrennung ausüben, während bei Beförderung eines leichten Zuges mit hoher Geschwindigkeit wegen der geringeren Füllung in den Zylindern und der höheren Tourenzahlen die Impulse des Blasrohres auf die Verbrennung wohl nicht jene Intensität, jedoch eine gleichmäßigere Wirkung als im ersteren Falle erreichen werden.

Die erzielbare Leistung des Kessels für das m^2 seiner Heiz- oder Rostfläche ist im allgemeinen für höhere Geschwindigkeiten eine größere als für geringe Geschwindigkeiten.

Für die Bestimmung der Lokomotivleistungen lassen sich die von den Geschwindigkeitsmessern auf Papierstreifen verzeichneten Schaulinien unter Beachtung der nachstehenden theoretischen Grundlagen in einfacher und ziemlich genaue Resultate verbürgender Weise verwenden. Es muß hier im vorhinein betont werden, daß eine vollkommen genaue Bestimmung der Lokomotivleistung für eine spezielle Fahrt auch durch Indizierung der Zylinder nicht möglich ist, da insbesondere bei hohen Geschwindigkeiten die Verlässlichkeit der Aufschreibungen der Indikatoren sehr in Frage gestellt ist

und weiters der Schluß von der indizierten auf die effektive Leistung der Lokomotive die Annahme von Korrekturwerten voraussetzt, welche wieder nur aus der Erfahrung geschöpft und daher für den speziellen Fall unmöglich vollkommen zutreffend sein können.

Im Anschlusse hieran kann weiters darauf hingewiesen werden, daß die Anwendung der von verschiedenen Autoren aufgestellten, zum Teil ziemlich komplizierten Formeln für die Zugswiderstände den Grad der Genauigkeit bei Berechnung der Lokomotivleistungen keineswegs so verlässlich erhöht, als es sein müßte, um diesen Formeln für den vorliegenden Zweck gegenüber einfacheren ungeachtet der beeinträchtigten Übersichtlichkeit den Vorzug geben zu können.

Wenn es sich um die Bestimmung der Lokomotivleistung aus der vom Geschwindigkeitsmesser erzeugten Schaulinie der Fahrgeschwindigkeiten handelt, so muß bemerkt werden, daß auf den Widerstand eines jeden Zuges inkonstante Faktoren einwirken, welche sich aus Zufälligkeiten, wie Anzahl und Gattung der Wagen, Achsstummel-dimensionen, Windrichtung, Bufferpressung u. s. w. ergeben und in ihrem Werte nicht bestimmen lassen, so daß die Anwendung komplizierter Widerstandsformeln schon aus diesem Grunde unzweckmäßig ist.

Die sogenannte Erfurter Formel für den Widerstand des gesamten Zuges, d. i. Lokomotive, Tender und Wagen, lautet bekanntlich

$$W = G \left(2.4 + \frac{K^2}{1300} \pm \alpha \right),$$

wobei

$G = L + T + Z$ das Gewicht von Lokomotive, Tender und Wagen in Tonnen,

K die Geschwindigkeit des Zuges in Kilometer pro Stunde,

α die Steigung (+) oder das Gefälle (—) in pro Mille und

W den gesamten Zugswiderstand in Kilogramm bedeutet.

In diese Formel käme noch als Additionalgröße in der Klammer ein Ausdruck für den Kurvenwiderstand, etwa nach der bekannten Rücklschen Formel $\frac{650.4}{R - 55}$,

wobei R den Krümmungsradius der Bahn in Metern bezeichnet. Es ist jedoch im nachstehenden der Einfachheit halber von dieser Rücksichtnahme abgesehen worden, da es sich vornehmlich nur um die Entwicklung einer Bestimmungsmethode handelt. Für Strecken mit scharfen Krümmungen könnte jedoch der hieraus resultierende Widerstand wohl nicht außer acht gelassen werden.

Die Erfurter Formel*) für den gesamten Zugswiderstand ergibt, wie aus einer Anzahl von Beobachtungen beim

*) Diese Widerstandsformel wurde speziell zum Zwecke der Ermittlung des erforderlichen Bremsperzentages für Güterzüge auf Grund von Versuchsfahrten gebildet und kann daher ohne entsprechende Modifikation wohl kaum auf Züge mit höheren Geschwindigkeiten angewendet werden.

Leerlaufe von Eisenbahnzügen (mit geschlossenem Regulator) im Gefälle hervorging, für hohe Geschwindigkeiten etwas zu große Widerstandswerte und bedarf daher einer kleinen Korrektur, welche darin besteht, daß anstatt des Ausdruckes $\frac{K^2}{1300}$ der modifizierte Ausdruck $\frac{K^2}{1060 + 8K}$ gesetzt wird.

Es wäre sonach der Widerstand des gesamten Zuges durch die Formel

$$W = G \left(2.4 + \frac{K^2}{1060 + 8K} \pm \alpha \right) \quad . . . 1)$$

ausgedrückt.

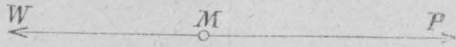


Abb. 1.

Wenn an einer Masse M (Abb. 1) zwei Kräfte P und W nach entgegengesetzten Richtungen wirken, so wird sich die Fortbewegungsgeschwindigkeit der Masse nicht ändern, sobald beide Kräfte einander gleich sind.

Ist unter dieser Voraussetzung die Masse M in Ruhe, so bleibt sie in Ruhe; ist sie in Bewegung, so wird sie sich mit gleich bleibender Geschwindigkeit fortbewegen.

Wenn jedoch eine der beiden Kräfte größer ist als die andere, z. B. P größer als W , so wird sich die Fortbewegungsgeschwindigkeit ändern. Stimmt die Bewegungsrichtung der Masse mit jener der kleineren Kraft überein, so wird sich die Geschwindigkeit verringern und endlich Null werden, um sodann nach der Richtung der größeren Kraft anzuwachsen. Ist jedoch die Bewegungsrichtung der Masse bereits mit jener der größeren Kraft übereinstimmend, so wird die Geschwindigkeit zunehmen. Die Geschwindigkeitszunahme ist für die Zeiteinheit konstant, wenn die Differenz der Kräfte, d. i. $P - W$, konstant bleibt; in diesem Falle wird die Masse M eine gleichmäßig beschleunigte Geschwindigkeit einhalten.

Die Beschleunigung B , d. i. die Zunahme der Geschwindigkeit pro Sekunde, ist gegeben durch die bekannte Gleichung

$$B = \frac{P - W}{M}.$$

Wenn die Masse M in t Sekunden von der Geschwindigkeit V_1 auf jene V_2 gebracht wird, wie es in beistehender Abb. 2 nach Art der von den Geschwindigkeitsmessern der Lokomotiven verzeichneten Geschwindigkeitsdiagrammen dargestellt ist, so ergibt sich für diesen Fall die Beschleunigung pro Zeiteinheit

$$B = \frac{V_2 - V_1}{t},$$

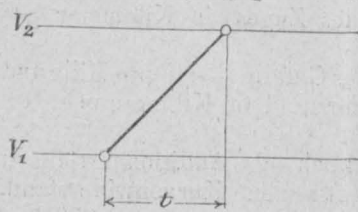


Abb. 2.

vorausgesetzt, daß das Anwachsen der Geschwindigkeit ein gleichmäßiges ist und daher graphisch durch eine gerade Linie dargestellt werden kann.

Es ist mithin

$$\frac{V_2 - V_1}{t} = \frac{P - W}{M} \quad . . . 2).$$

Der Ausdruck $\frac{V_2 - V_1}{t}$ ist, auf ein unendlich kleines Zeitteilchen dt bezogen, gleichbedeutend mit dem Differentialquotienten

$$\frac{dV}{dt}.$$

Da in den von Geschwindigkeitsmessern verzeichneten Diagrammen die Zeiten in irgend einem Maßstabe als Abszissen, die Geschwindigkeiten als Ordinaten erscheinen, so bedeutet der Ausdruck

$$\frac{dV}{dt},$$

entsprechend transformiert nach den gewählten Maßstäben des Geschwindigkeitsdiagrammes, die Tangente des Winkels, welchen ein unendlich kleiner Teil der Geschwindigkeitskurve, als Gerade aufgefaßt, mit der Abszissenachse einschließt.

Würde es sich z. B. um die Frage handeln, wie groß der Ausdruck

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P - W}{M}$$

in dem Geschwindigkeitsdiagramme der beistehenden Abb. 3 für eine Geschwindigkeit von 40 km pro Stunde ist, so hätte hierfür als Maß die Tangente des Winkels α oder das Verhältnis der Längen $\frac{\lambda}{\mu}$ zu gelten.

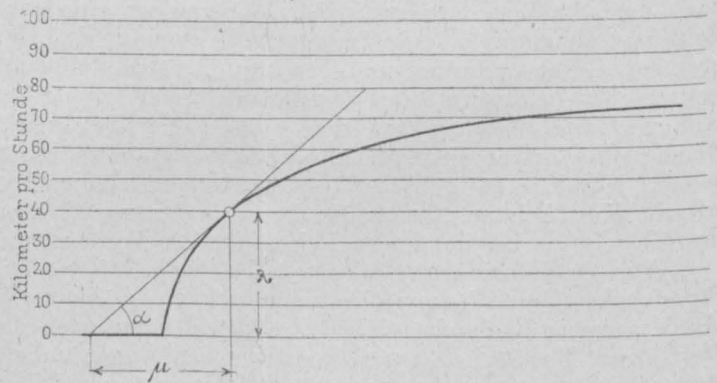


Abb. 3.

Die Gleichung 2) enthält die Geschwindigkeiten V_2 , bzw. V_1 sowie die Zeit t nicht nach jenen Einheiten gemessen, welche für die Anwendung auf Eisenbahnzüge unmittelbar geeignet sind.

V_2 und V_1 sind Sekundenmeter, t sind Sekunden; zur unmittelbaren Rechnung müßten jedoch die Geschwindigkeiten in Stundenkilometern, die Zeiten in Minuten ausgedrückt sein.

Die zweckgemäße Transformation ist demnach, da

$$V_2 = \frac{10}{36} K_2,$$

$$V_1 = \frac{10}{36} K_1$$

und t (Sekunden) = $60 \cdot m$ (Minuten),

$$\frac{10}{36} \frac{K_2 - K_1}{60 m} = \frac{K_2 - K_1}{216 \cdot m},$$

bzw.

$$\frac{K_2 - K_1}{216 \cdot m} = \frac{P - W}{M} \quad . . . 3).$$

Für einen gegebenen Zug, dessen Gewichte der Lokomotive, des Tenders und der Wagen bekannt sind, ist, wenn das Geschwindigkeitsdiagramm für die Fahrt auf einer Strecke von bekannter Steigung gegeben, die aus obiger Formel 3) zu bestimmende Größe die fortbewegende Kraft P der Lokomotive für jenes Zeitteilchen, in welchem sich die Stundenkilometergeschwindigkeit von K_1 auf K_2 ändert.

Wenn z. B. auf das Diagramm der Abb. 3 zurückgegriffen und dabei berücksichtigt wird, daß der Streifen durch das Uhrwerk des Geschwindigkeitsmessers in der Minute um 4 mm vorwärts geschaltet wird, wie dies bei einer großen Anzahl der bei Lokomotiven angewendeten Haubh älter'schen Geschwindigkeitsmesser zutrifft, so ist für diesen Fall der Ausdruck

$$\frac{K_2 - K_1}{m},$$

bezogen auf die Geschwindigkeit von 40 km pro Stunde, gleich

$$\frac{40}{19},$$

da $\nu = 19 \text{ mm}$ und je 4 mm gleich 1 Minute; also

$$\frac{K_2 - K_1}{m} = \frac{160}{19},$$

somit nach Formel 3)

$$\frac{160}{216 \cdot 19} = \frac{P - W}{M}.$$

Würde in diesem Beispiele das gesamte Zugsgewicht $G = L + T + Z$ mit $60 + 25 + 150 = 235 \text{ t}$, ebenso die Steigung der Strecken mit 15% bekannt sein, so wäre

$$W = \left(24 + \frac{1600}{1060 + 320} + 15 \right) 235 = 4362 \text{ kg},$$

$$M = \frac{235000}{9.81} = 23955,$$

es resultiert demnach mit Einsetzung der gefundenen Werte von W und M in obige Gleichung die fortbewegende Kraft der Lokomotive

$$P = 4362 + 934 = 5296 \text{ kg},$$

wobei 4362 kg dem gesamten Zugswiderstande, 934 kg jedoch der beschleunigenden Kraft entspricht.

Wäre hingegen beispielsweise die Richtung der Geschwindigkeitskurve bei 40 km pro Stunde parallel der Abszissenachse, der Winkel α und somit die Tangente desselben

$\frac{\lambda}{\mu} = 0$, so ergäbe sich für diesen Fall in Formel 3) die Differenz

$$K_2 - K_1 = 0,$$

und somit

$$P = W,$$

d. h. bei konstant bleibender Geschwindigkeit des Zuges ist die fortbewegende Kraft der Lokomotive gleich dem gesamten Zugswiderstande, was ja auch im vorhinein schon als selbstverständlich angesehen werden mußte.

Aus dem gefundenen

$$P = 5296 \text{ kg}$$

läßt sich dann die Pferdekraftleistung, welche die Lokomotive in jenem Momente äußert, in welchem die Geschwindigkeit von 40 km pro Stunde erreicht wurde, nach der bekannten Formel

$$PS = \frac{P \cdot K}{270} \quad \dots \quad 4)$$

berechnen; sie wäre in dem als Beispiel gewählten Falle

$$PS = \frac{5296 \times 40}{270} = 784.$$

Auf diese Weise ist es möglich, die zufällige, gleichwie auch unter den nachstehenden Voraussetzungen die maximale Leistung der Lokomotiven aus den Geschwindigkeitsstreifen zu rechnen.

Auf Grund von Versuchsfahrten oder durch die Erfahrung ist für jede Lokomotive, ein bestimmtes Feuerungsmaterial vorausgesetzt, feststellbar, welche Belastung sie auf einer gegebenen Steigung mit einer gewissen Fahrgeschwindigkeit noch zu befördern vermag, ohne daß sich die bekannten Erscheinungen der beginnenden Erschöpfung der Kesselleistung einstellen. Diese Erscheinungen bestehen in der Unmöglichkeit, den Wasserstand im Kessel

und die Dampfspannung trotz entsprechender Manipulation gleichzeitig auf der erforderlichen Höhe zu erhalten.

Wenn derartige Grenzleistungen bekannt sind und ein Geschwindigkeitsstreifen für eine solche Fahrt vorliegt, so kann auf dem vorangeführten Wege die Maximalleistung der in Betracht kommenden Lokomotive, bezogen auf eine bestimmte Geschwindigkeit und ein bestimmtes Feuerungsmaterial, gefunden werden.

Es wurde bereits eingangs erwähnt, daß für die ersten Geschwindigkeitsstadien eines Zuges nicht die Kesselleistung, sondern die aus der Adhäsion sich ergebende Anfahrkraft für die Zunahme der Fahrgeschwindigkeit maßgebend ist.

Dieser Kraft, gegeben durch das Produkt aus dem Adhäsionsgewichte mit dem Reibungskoeffizienten zwischen Rad und Schiene (bei trockenen Schienen $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{6}$), ist der auf den Radumfang reduzierte mittlere Kolbendruck bei ausgelegter Steuerung und ganz geöffnetem Regulator immer überlegen. Umsomehr ist dies für jene Kurbelstellungen der Fall, in welchen sich ein Maximalwert der Tangentialkraft ergibt. Es würde sich daher bei vollem Öffnen des Regulators im Momente des Anfahrens in der Regel Rädergleiten einstellen, weshalb das Anfahren mit mäßig geöffnetem Regulator erfolgt, welcher erst nach Reduktion der Zylinderfüllung sukzessive weiter geöffnet werden darf.

Die in den ersten Bewegungsstadien erzielbare fortbewegende Kraft ist daher, wenn auch der Kolbendruck eine größere auf den Radumfang bezogene Tangentialkraft herbeizuführen imstande wäre, durch die Reibung der gekuppelten Räder auf den Schienen begrenzt. In diesen Stadien ist die Inanspruchnahme der Kesselleistung eine verhältnismäßig geringe; sie wächst jedoch mit zunehmender Geschwindigkeit und wird von einer bestimmten Geschwindigkeit an für die weitere Steigerung derselben allein maßgebend. Der Übergang des Einflusses der Adhäsion in jenen der Kesselleistung kennzeichnet sich in den Geschwindigkeitsdiagrammen, sofern bei der betreffenden Fahrt eine gewisse Gleichmäßigkeit in der Inanspruchnahme der Lokomotivleistung statthatte, durch eine mehr oder weniger deutliche Richtungsänderung der Kurve. Die in der beistehenden Abb. 4 dargestellte Geschwindigkeitskurve, welche durch einen Haußhälterschen Geschwindigkeitsmesser verzeichnet wurde, zeigt die Richtungsänderung im Punkte A, d. i. bei einer Geschwindigkeit von 52 km pro Stunde. Die Fortsetzung der Diagrammlinie von diesem Punkte aus, in welchem sich der Übergang aus der Adhäsionsleistung in die Kesselleistung charakterisiert, kennzeichnet sich durch ein geringeres Ansteigen, welches allmählich asymptotisch verläuft, so daß sich die Kurve einer gewissen Geschwindigkeit nähert, ohne sie jedoch zu erreichen. Die Geschwindigkeit, bei welcher diese Richtungsänderung stattfindet, nennt man die „kritische“ Geschwindigkeit, da in diesem Bewegungsstadium gleichzeitig sowohl die Adhäsion als auch die Kesselleistung voll in Anspruch genommen sind und daher sowohl das Eintreten von Rädergleiten, als auch ein Nachlassen der Kesselleistung zu befürchten ist

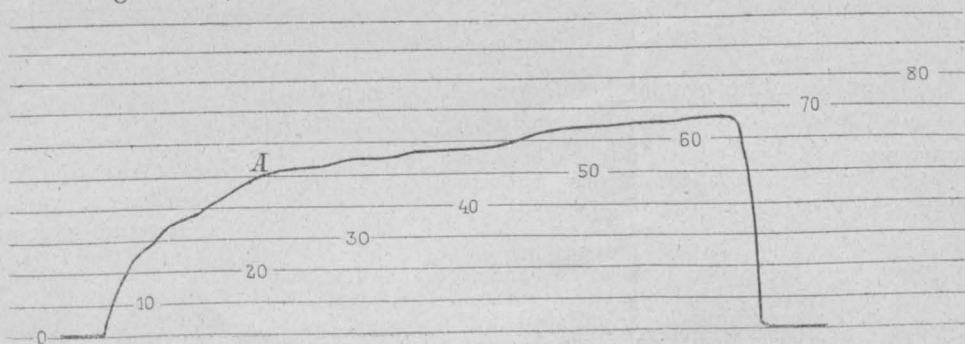


Abb. 4.

Es ist nicht schwer, für eine bestimmte Lokomotive, deren Kesselleistung für höhere Geschwindigkeiten bekannt ist, unter Voraussetzung eines gewissen Zugsbruttos für eine gegebene Strecke aus der Formel 3) die Geschwindigkeitskurve rechnerisch mit einem großen Grade der Genauigkeit zu bestimmen, wobei die Annahme zulässig ist, daß diese bekannte Kesselleistung innerhalb der in Betracht kommenden Geschwindigkeitsgrenzen konstant bleibt. *)

Wenn z. B. für eine Vierzylinder-Verbundlokomotive von 100 t Gewicht samt Tender und 29 t Adhäsionsgewicht auf Grund der Beobachtungen eine maximale Kesselleistung von 1350 PS angenommen werden könnte, so ergäbe sich für die Fahrt eines Zuges von 300 t Wagenbrutto auf einer Steigung von 3.5‰ folgender Rechnungsgang:

Bei einem Reibungskoeffizienten von $\frac{1}{5}$ wäre die fortbewegende Kraft der Lokomotive in den ersten Geschwindigkeitsstadien mit

$$P = \frac{29000}{5} = 5800 \text{ kg}$$

anzunehmen.

Für jene Geschwindigkeit, bei welcher der Übergang aus der Adhäsions- in die Kesselleistung vor sich geht, müßte nach Formel 4)

$$\frac{5800 \cdot K}{270} = 1350$$

sein, d. h. es fände unter den gegebenen Voraussetzungen dieser Übergang bei einer Geschwindigkeit von

$$K = 63 \text{ km}$$

pro Stunde statt.

Bis zu dieser sog. kritischen Geschwindigkeit, welche nur von der Lokomotive, nicht aber auch vom Zugsgewichte oder anderen Faktoren abhängig ist, ist P konstant mit 5800 kg, über diese Geschwindigkeit hinaus ist die Leistung konstant mit 1350 PS und daher

$$P = \frac{270 \times 1350}{K}$$

anzunehmen.

Aus der Formel 3) rechnen sich nun für Geschwindigkeitsgrenzen von 10 zu 10 km pro Stunde die in nachstehender Tabelle verzeichneten Werte für die Zeiten dieser partiellen Geschwindigkeitssteigerungen und die dazu aufgewendeten Pferdekraftleistungen:

Zunahme der Fahr- geschwindigkeit in Kilometer pro Stunde	Aufgewendete Leistung in Pferdestärken	Zeit für die Geschwindigkeits- zunahme in Minuten
von 0 auf 10	214	0.56
" 10 " 20	429	0.57
" 20 " 30	644	0.60
" 30 " 40	859	0.63
" 40 " 50	1074	0.69
" 50 " 60	1289	0.75
" 60 " 63	1350	0.23
" 63 " 70	1350	0.81
" 70 " 80	1350	2.74
" 80 " 88	1350	58.08

Diese Resultate graphisch aufgetragen, ergeben die in Abb. 5 gezeichnete Geschwindigkeitskurve. Letztere nähert

*) Prof. Frank stellt für das Anwachsen der Lokomotivleistung mit der Geschwindigkeit die Formel

$$a = 0.617 \sqrt{K}$$

auf, worin a die Leistung in Pferdestärken für das m^2 der Kesselheizfläche, K die Kilometer-Geschwindigkeit pro Stunde bedeutet. Diese Formel dürfte aber wohl auch nur auf spezielle Fälle anwendbar sein und z. B. schon einer Modifikation bedürfen, je nachdem es sich um eine Zwillings- oder Verbund-Lokomotive handelt.

sich asymptotisch der Geschwindigkeit von 89 km pro Stunde, d. h. die für das Beispiel vorausgesetzte Lokomotive wird mit einem Zuge von 300 t Wagenbrutto bei Aufwendung einer Leistung von 1350 PS auf der Steigung von 3.5‰ diese Geschwindigkeit nicht zu erreichen vermögen. Beim Punkte A der Geschwindigkeitskurve vollzieht sich der Übergang aus der Adhäsions- in die Kesselleistung.

Die gestrichelte Linie stellt, auf die Linie OE bezogen, die für die einzelnen Geschwindigkeiten von der Lokomotive geleisteten Pferdestärken dar. Von 63 km pro Stunde ab beträgt diese Leistung konstant 1350 PS, wie dies angenommen wurde.

Die Geschwindigkeitsmesser der Lokomotiven verzeichnen den Verlauf der Geschwindigkeiten in der Regel nach Art der vorstehenden Abbildungen, in welchen die Fahrzeiten als Abszissen, die Geschwindigkeiten in km pro Stunde als Ordinaten der Geschwindigkeitskurven erscheinen.

Für die Aufstellung von Fahrordnungen an der Hand von Geschwindigkeitskurven ist es jedoch vorteilhafter, diese Kurven in der Art zur Darstellung zu bringen, daß als Ordinaten wie bisher die Geschwindigkeiten in km pro Stunde, als Abszissen jedoch die durchfahrenen Wege aufgetragen werden, da diese letzteren für eine bestimmte Strecke unmittelbar gegeben sind.

Wie bereits erwähnt, ist in der Gleichung 2) der Ausdruck $\frac{V_2 - V_1}{t}$, auf ein unendlich kleines Zeiteilchen dt bezogen, identisch mit dem Differentialquotienten

$$\frac{dV}{dt}$$

Wenn in diesem unendlich kleinen Zeiteilchen die Geschwindigkeit als konstant angenommen wird, so ist der in demselben zurückgelegte Weg

$$ds = V \cdot dt$$

oder

$$dt = \frac{ds}{V}$$

und daher

$$\frac{dV}{dt} = \frac{V \cdot dV}{ds}$$

Es wäre also gemäß der Gleichung 2) für ein unendlich kleines Zeiteilchen

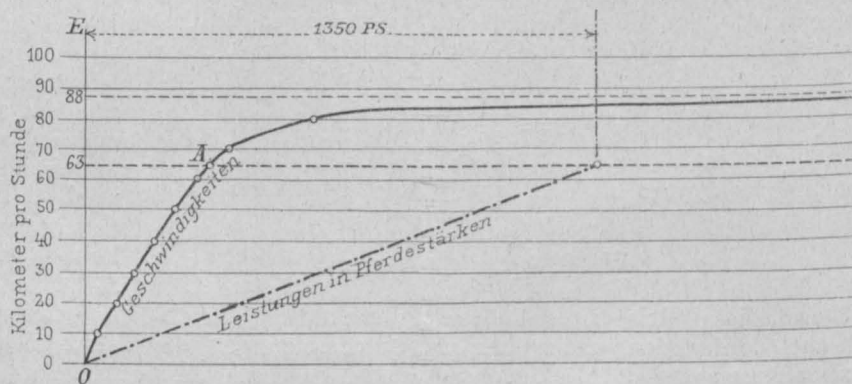


Abb. 5.

$$\frac{V \cdot dV}{ds} = \frac{P - W}{M}$$

Auf die Ausdrucksform der oberwähnten Gleichung übertragen, wäre demnach (als Integration der vorstehenden Differentialgleichung)

$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} = \frac{P - W}{M} \cdot S \quad \dots \quad 5),$$

worin V_1 und V_2 wieder die Meter-Sekunden-Geschwindigkeiten des Zuges, S den Weg in Metern bezeichnet, welcher

zurückgelegt wird, während sich obige Geschwindigkeitsänderung vollzieht.

Unter der Annahme, daß es sich um einen Anfahrweg S in Metern handelt, der vom Stillstande des Zuges ab bis zur Erreichung einer Kilometer-Stunden-Geschwindigkeit K ($K = \frac{10}{36} V$) zurückgelegt wird, ergibt sich die transformierte Gleichung

$$\frac{100 \cdot K^2}{2 \times 1296} = \frac{P - W}{M} \cdot S$$

oder

$$K^2 = 25 \cdot 92 \cdot \frac{P - W}{M} \cdot S \quad 6),$$

bzw.

$$S = 0 \cdot 0386 \cdot \frac{M}{P - W} \cdot K^2.$$

Auf Grund dieser Formel ist es möglich, unter gegebenen Voraussetzungen die Fahrzeiten zwischen zwei Stationen zu berechnen, was sonst bei den Bahnen in der Regel nach gewissen einfachen Erfahrungsformeln geschieht, die jedoch in vielen Fällen unrichtige, bzw. unmögliche oder auch unter dem Ausmaße des Erreichbaren zurückbleibende Resultate ergeben.

Für das mehrfach benützte Beispiel der Beförderung eines Wagenzuges von 300 t Gewicht durch eine Lokomotive, welche samt Tender 100 t wiegt, auf einer Steigung von 3·5‰, ergäbe sich aus Formel 6)

für $K = 10$ km pro Stunde	$S = 46$ m,
" $K = 20$ " " "	$S = 190$ "
" $K = 30$ " " "	$S = 447$ "
" $K = 40$ " " "	$S = 846$ "
" $K = 50$ " " "	$S = 1426$ "
" $K = 60$ " " "	$S = 2261$ "
" $K = 70$ " " "	$S = 4696$ "
" $K = 80$ " " "	$S = 14548$ "
" $K = 88$ " " "	$S = 70070$ "

Diese Weglängen als Abszissen und die zugehörigen Fahrgeschwindigkeiten als Ordinaten aufgetragen, ergäbe die in Abb. 6 dargestellte Kurve.

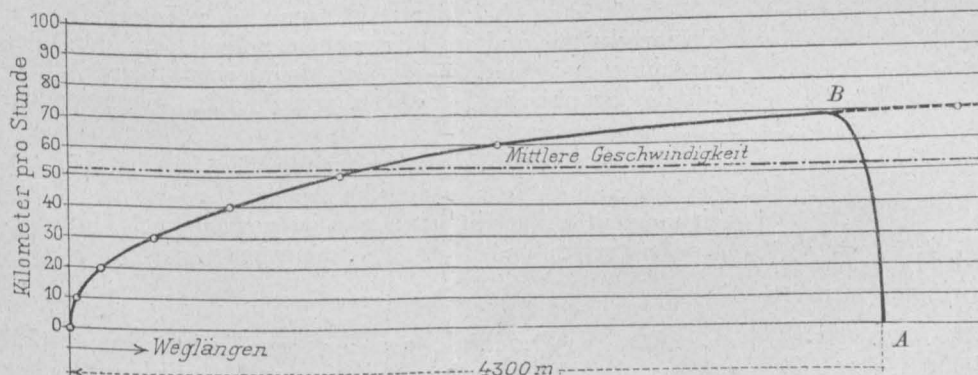


Abb. 6.

Würde es sich beispielsweise um die Berechnung der Fahrzeit für eine Strecke von 4·3 km Länge handeln, so wäre selbe als Basis OA anzunehmen, die nach den vorhandenen Bremsprozenten gerechnete Bremslinie AB aufzutragen und nun aus der Kurve OAB die mittlere Fahrgeschwindigkeit für diese Strecke zu rechnen, welche sich im vorliegenden Falle mit 52 km pro Stunde ergibt. Hieraus rechnet sich die Fahrzeit für die angenommene 4·3 km lange Strecke mit 4·96 Minuten, also rund 5 Minuten.

Würde man jedoch in diesem Falle die gewöhnlich für die Bewegung der Fahrzeiten in Gebrauch stehende Regel verwenden und dabei zugrunde legen, daß die in Betracht kommende Lokomotive mit einem Zuge von 300 t Gewicht auf 3·5‰ Steigung 88 km Geschwindigkeit zu erreichen vermag, so ergäbe sich bei einem Zuschlage von je 1/2 Minute für Anfahren und Anhalten eine Fahrzeit von 4 Minuten, welche aber in Wirklichkeit nicht erreicht werden kann, da eben innerhalb dieser Weglänge auch die maximale Geschwindigkeit von 88 km pro Stunde nicht erreicht wird.

Es wurde vorhin angenommen, daß der Reibungskoeffizient zwischen Rad und Schiene mit 1/5 bis 1/6 in Rechnung gestellt werden kann. Daß dieser Reibungswert in Wirklichkeit zutrifft, läßt sich gleichfalls an der Hand von Geschwindigkeitsstreifen nachweisen.

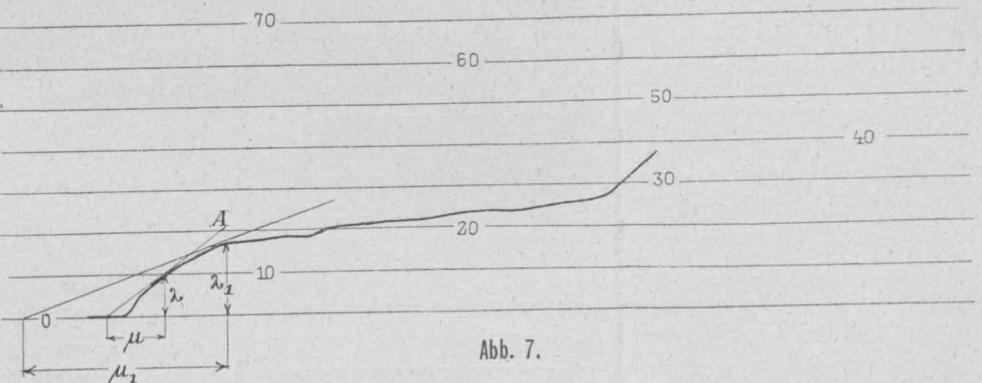


Abb. 7.

Abb. 7 stellt beispielsweise die Geschwindigkeitskurve dar, welche von der Beförderung eines Güterzuges von 1000 t Wagenbrutto durch eine Lokomotive mit 42 t Adhäsionsgewicht und 70 t Lokomotiv- samt Tendergewicht auf einer Steigung von konstant 3·1‰ herrührt.

Für die Geschwindigkeit von 10 km ergibt sich aus der Abbildung die transformierte Tangente

$$\frac{\lambda}{\mu} = \frac{10 \text{ (km pro Stunde)}}{2 \text{ (Minuten)}} = 5.$$

Es ist demnach im Sinne der Formel 3)

$$\frac{K_2 - K_1}{216 \cdot m} = \frac{5}{216} = \frac{P - W}{M},$$

worin

$$W = \left(2 \cdot 4 + \frac{10^2}{1060 + 80} + 3 \cdot 1 \right) 1070 = 5981 \text{ kg},$$

$$M = \frac{1070000}{9 \cdot 81} = 109072,$$

daher

$$\frac{5}{216} = \frac{P - 5981}{109072},$$

woraus

$$P = 8506 \text{ kg},$$

da das Adhäsionsgewicht dieser Lokomotive 42.000 kg beträgt, so ergibt sich ein Reibungskoeffizient von

$$\frac{8506}{42000} = \frac{1}{5}.$$

Ebenso ist für den Punkt A, der einer Geschwindigkeit von 17 km pro Stunde entspricht,

$$\frac{\lambda_1}{\mu_1} = \frac{17 \text{ (km pro Stunde)}}{6 \cdot 5 \text{ (Minuten)}} = 2 \cdot 61,$$

demnach aus Formel 3)

$$\frac{K_2 - K_1}{216 \cdot m} = \frac{2 \cdot 61}{216} = \frac{P - W}{M},$$

worin

$$W = \left(2 \cdot 4 + \frac{17^2}{1060 + 136} + 3 \cdot 1 \right) 1070 = 6144 \text{ kg}$$

und wieder

$$M = 109072,$$

daher

$$\frac{2 \cdot 61}{216} = \frac{P - 6144}{109072},$$

woraus

$$P = 7462 \text{ kg}$$

und

$$\frac{7462}{42000} = \frac{1}{5 \cdot 6}.$$

Abb. 8 stellt die von einem Haußhälterschen Geschwindigkeitsmesser herstammende Anfahrkurve einer

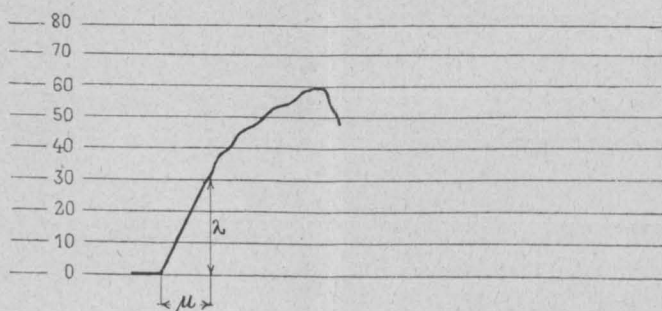


Abb. 8.

Bestimmung der Trägheitsmomente von Umdrehungskörpern.

Die allgemeine Lösung dieser Aufgabe gibt die Dynamik.

Das Trägheitsmoment eines beliebigen Körpers kann durch Experimente, durch Schwingungsversuche ermittelt werden.

Wenn die Winkelbeschleunigungen zweier Pendel in jeder Phase gleich sind, so ist die Zeit einer ganzen Schwingung dieselbe; hieraus folgt, daß ein physisches und ein mathematisches Pendel isochron schwingen, wenn die Amplitudenwinkel und die Ausdrücke $\frac{Ms}{I}$ und $\frac{1}{l}$ einander gleich sind

$$\frac{Ms}{I} = \frac{1}{l},$$

M = Masse des physischen Pendels,

I = Trägheitsmoment, bezogen auf die Schwingungsachse,

s = Entfernung des Schwerpunktes vom Schwingungspunkte,

l = Länge des mathematischen Pendels; reduzierte Länge.

Hieraus ist $I = Ms l$, und l ist durch Beobachtung der Schwingungszeit zu ermitteln. Die Schwingungszeit ist

$$T = \pi \sqrt{\frac{l}{g} \left(1 + \left(\frac{1}{2} \right)^2 \sin^2 \frac{\alpha}{2} + \left(\frac{1 \cdot 3}{2 \cdot 4} \right)^2 \sin^4 \frac{\alpha}{2} \dots \right)}$$

und mit Vernachlässigung des dritten Gliedes in der Klammer

$$T = \pi \sqrt{\frac{l}{g} \left(1 + \frac{\alpha^2}{16} \right)}.$$

Bei kleinem Amplitudenwinkel kann man $T = \pi \sqrt{\frac{l}{g}}$ setzen.

Wenn nun n die Schwingungszahl pro Minute ist, so wird

$$I = \frac{60^2 M \cdot s \cdot g}{\pi^2 n^2}.$$

Lokomotive mit 29 t Adhäsionsgewicht, welche samt Tender 100 t wiegt, mit einem Zuge von 265 t Wagengewicht auf einer Steigung von 6.7‰ dar.

Die Kurve steigt von 0 bis 30 km pro Stunde geradlinig an, es ist daher innerhalb dieser Geschwindigkeiten der Quotient $\frac{\lambda}{\mu} = \frac{30 \text{ (km pro Stunde)}}{1 \cdot 55 \text{ (Minuten)}} = 19 \cdot 3$ konstant.

$$M = \frac{98500 + 265000}{9 \cdot 81} = 37054.$$

Für $K = 30$ km pro Stunde ist $W = 3558$ kg, demnach laut Formel 3)

$$\frac{19 \cdot 3}{216} = \frac{P - 3558}{37054},$$

woraus sich

$$P = 6869 \text{ kg}$$

ergibt.

Nachdem das Adhäsionsgewicht, wie oben erwähnt, 29000 kg beträgt, so ist in diesem Falle der Reibungskoeffizient gleich

$$\frac{6869}{29000} = \frac{1}{4 \cdot 3}.$$

Der Reibungskoeffizient bewegt sich also, wie aus diesen Beispielen hervorgeht, im allgemeinen um die Größe $\frac{1}{5} = 0 \cdot 20$, welche daher bei normalen Witterungsverhältnissen als Mittelwert für die Reibung zwischen Rad und Schiene angenommen werden kann. Als Beispiele wurden hier solche gewählt, für welche angenommen werden konnte, daß für die Beschleunigung der Geschwindigkeit die volle Adhäsion der Lokomotive ausgenützt wurde.

s ist durch verschiedene Aufhängung des Pendels zu bestimmen.

Bei Dimensionierung von Schwungrädern, Riemenscheiben, Glocken, bzw. Glockenstühlen ist eine experimentelle Bestimmung nicht geboten, und so wird die Aufgabe eine rein geometrische.

Ist der Meridianschnitt des Umdrehungskörpers eine analytisch definierbare Kurve, so läßt sich das Trägheitsmoment als eine Funktion von Integralen aufschreiben.

Stößt man bei der Auflösung der Integrale auf Schwierigkeiten und im allgemeinen Falle — d. i. der Meridianschnitt sei keine analytisch definierbare Kurve — so hilft das graphische Verfahren, von dem im folgenden die Rede sein soll.

Es sei der Meridianschnitt eines Umdrehungskörpers gegeben, und es ist das auf die Achse xx bezogene Trägheitsmoment zu bestimmen; xx ist normal zur Bildfläche. Das Trägheitsmoment des Massenelementes dm ist

$$d i_{xx} = dm (y^2 + z^2) \dots \dots \dots 1).$$

Für die Durchführung der graphischen Integration soll als Massenelement ein Sektor gewählt werden, welcher entsteht, wenn der Meridianschnitt um die Achse zz mit dem Zentriwinkel $d\alpha$ rotiert.

Es ist vor allem das Integral für diesen Sektor zu bestimmen.

Die Symmetrieebene dieses Sektors befindet sich vorläufig in einer zur Achse xx normalen Lage; und wenn nun dm ein Massenelement des Sektors ist, ist das Trägheitsmoment

$$Y_{xx} = \int_0^M (y^2 + z^2) dm = \int_0^r y^2 dm + \int_0^h z^2 dm.$$

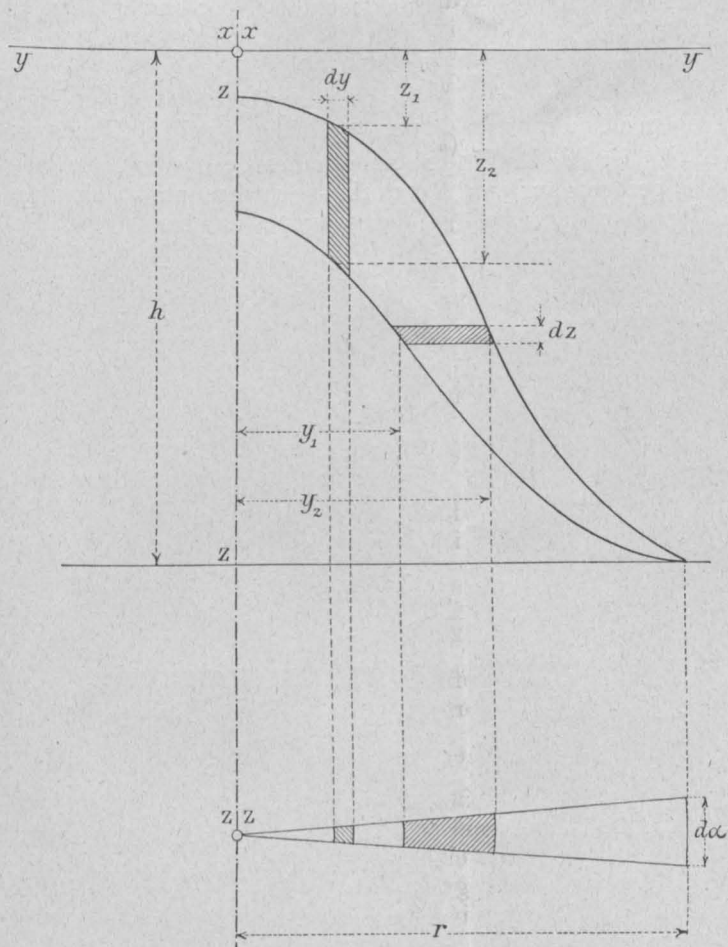


Abb. 1.

Im zweiten Integral ist

$$dm = \frac{d\alpha (y_2^2 - y_1^2) dz}{2};$$

im ersten

$$dm = (z_2 - z_1) y dy d\alpha.$$

Hiebei ist

$$z_2 = f_2(y); y_2 = \varphi_2(z);$$

$$z_1 = f_1(y); y_1 = \varphi_1(z);$$

$$Y_{xx} = J_{xx} + J_{zz} =$$

$$= \frac{d\alpha}{2} \int_0^h (y_2^2 - y_1^2) z^2 dz + d\alpha \int_0^r (z_2 - z_1) y^3 dy \quad . 2).$$

Gesucht ist das Trägheitsmoment bezogen auf Achse x , aber für den ganzen Umdrehungskörper.

Dieses ergibt sich, wenn der soeben definierte Sektor eine Rotation von $\alpha=0$ bis $\alpha=2\pi$ ausführt und dabei eine Integration zwischen diesen Grenzen gedacht wird.

Für eine beliebige Lage des Sektors seien die jeweiligen Trägheitsmomente bezogen auf die Ebenen xy , zx , $J_{xx\alpha}$, bzw. $J_{zz\alpha}$.

Diese sollen als Funktionen des Winkels α ausgedrückt werden, also

$$J_{xx\alpha} = \Psi_1(\alpha),$$

$$J_{zz\alpha} = \Psi_2(\alpha).$$

Aus dem Ausdrucke 1) soll auf den ganzen Umdrehungskörper übergegangen werden

$$I = \int_0^M (y^2 + z^2) dm = I_{zz} + I_{xx} \quad . 3);$$

dabei bedeuten I_{zz} und I_{xx} die Trägheitsmomente des ganzen Umdrehungskörpers, bezogen auf die Flächen xz , bzw. yx .

Für $J_{xx\alpha}$ und $J_{zz\alpha}$ lassen sich die analytischen Funktionen bestimmen: $J_{xx\alpha} = J_{xx} = \text{konstant}$, weil sich die relative Lage eines jeden Massenteilchens in bezug auf die Fläche xy bei Rotation des Sektors nicht ändert.

Der zweite Ausdruck ist

$$J_{zz\alpha} = J_{zz} \frac{\pi}{2} \sin^2 \alpha \quad . 4),$$

wo $J_{zz} \frac{\pi}{2} = J_{zz}$ ist.

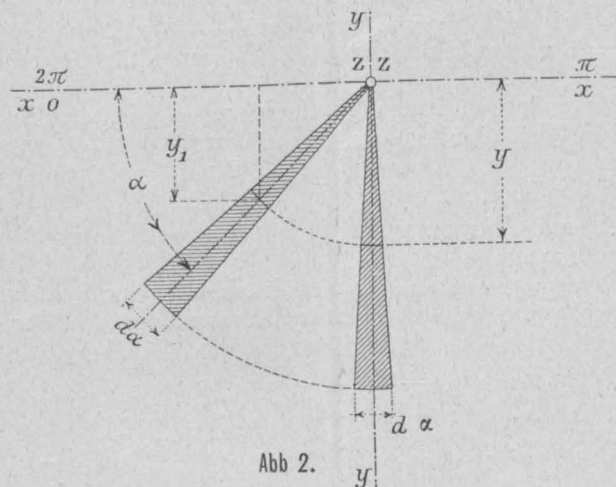


Abb. 2.

Im Sinne der Zeichnung ist für ein Massenteilchen, das sich in der Lage α befindet,

$$y_1 = y \sin \alpha$$

und

$$\int_0^m dm y_1^2 = \sin^2 \alpha \int_0^m dm y^2,$$

was mit dem obigen Ausdrucke 4) identisch ist.

Nun lassen sich die Integrale I_{zz} und I_{xx} aufschreiben

$$I_{zz} = \int_0^{2\pi} \int_0^r \int_0^h (z_2 - z_1) \sin^2 \alpha dy d\alpha \quad . 5).$$

Die erste Integration ist bei einem allgemeinen Umdrehungskörper analytisch nicht lösbar, läßt sich aber in jedem Falle graphisch bestimmen.

Für das folgende soll dieses Integral als gelöst betrachtet werden.

Nun kommt das zweite Integral in Betracht.

Dieses ist ein bekanntes Integral; durch Substitution von

$$\sin \alpha = \sqrt{\frac{1 - \cos \alpha}{2}} \text{ ist}$$

$$\int \sin^2 \alpha d\alpha = \frac{\alpha}{2} - \frac{\sin 2\alpha}{4} + C.$$

$$\text{Da } I_{zz} = J_{zz} \int_0^{2\pi} \sin^2 \alpha d\alpha, \text{ ist}$$

$$I_{zz} = J_{zz} \left[\frac{\alpha}{2} - \frac{\sin 2\alpha}{4} \right]_0^{2\pi} = J_{zz} \pi \quad . 5a).$$

Das läßt sich auch anders ableiten.

Es sei das Trägheitsmoment für die Achse zz zu suchen.

$$J_{zz} = \int_0^{2\pi} \int_0^r \int_0^h y^3 (z_2 - z_1) d\alpha dy = J_{zz} 2\pi.$$

Dieses Resultat ist auch ohne Integration bekannt. Wenn nun durch die Achse zz zwei Ebenen gelegt

werden, deren Winkel $\frac{\pi}{2}$ ist, so muß infolge der Symmetrie

$$I_{zx} = I_{zy} \text{ sein und somit } I_{zz} = J_{zz} \pi \text{ und } C = 0.$$

Das zweite Integral im Ausdrucke $I = I_{zz} + I_{xx}$ ist folgendes

$$I_{xx} = \int_0^{2\pi} \int_0^h z^2 \left(\frac{y_2^2 - y_1^2}{2} \right) dz d\alpha = \int_0^{2\pi} J_{xx} d\alpha = J_{xx} 2\pi \quad (6),$$

weil sich das Trägheitsmoment des Sektors — für diese Fläche — bei seiner Rotation nicht ändert.

Das Trägheitsmoment für den ganzen Umdrehungskörper I ist nun

$$I = J_{zz} \pi + J_{xx} 2\pi \quad (7).$$

J_{zz} ist das Trägheitsmoment — für Fläche zy — des $\alpha = 1$ großen Sektors und J_{xx} ist jenes für die Fläche xy .

Wenn der im Eingange definierte elementare Sektor mit dem Zentriwinkel $d\alpha$ nicht von 0 bis 2π rotiert, sondern von β bis γ , wo $(\gamma - \beta) < 2\pi$ ist, so entsteht ein Sektor des Umdrehungskörpers.

Dann ist Formel 7) im Sinne der neuen Integrationsgrenzen umzugestalten.

Es ergibt sich aus den Ausdrücken 5a) und 6) durch Substitution von γ und β und durch Anwendung der Formel

$$\sin x - \sin y = 2 \cos \left(\frac{x+y}{2} \right) \cdot \sin \left(\frac{x-y}{2} \right)$$

$$I_{\beta}^{\gamma} = J_{xx} (\gamma - \beta) + J_{zz} \frac{1}{2} \left(\gamma - \beta + \cos(\beta + \gamma) \cdot \sin(\beta - \gamma) \right) \quad (8).$$

Bei Verlegung des Anfangspunktes des Koordinatensystems in den Schwerpunkt des Umdrehungskörpers geben die nunmehrigen Werte I_{xy} , I_{xz} , I_{yz} die Konstanten zum Trägheits-Ellipsoid von Clebsch. x , y , z sind normale Koordinaten, und die z -Achse ist die Achse des Umdrehungskörpers.

Sei M die Masse des Umdrehungskörpers, und führt man die Trägheitsradien ein,

$$r_{xy} = \sqrt{\frac{I_{xy}}{M}}; \quad r_{xz} = \sqrt{\frac{I_{xz}}{M}}; \quad r_{yz} = \sqrt{\frac{I_{yz}}{M}},$$

so ist die Gleichung des Trägheits-Ellipsoids:

$$\frac{x^2}{r_{zy}^2} + \frac{y^2}{r_{zx}^2} + \frac{z^2}{r_{xy}^2} = 1.$$

Da nun $r_{zy} = r_{zx}$, ist das Ellipsoid ein Umdrehungs-Ellipsoid.

Durch das Trägheits-Ellipsoid und durch die Transformationsformel für parallele Flächen läßt sich das Trägheitsmoment eines Umdrehungskörpers auf eine beliebige Fläche, bezw. auf eine gerade Achse bestimmen.

Diese Transformationsformel für parallele Flächen ist

$$J_n = J_s + Va^2.$$

J_n ist das Trägheitsmoment für die betreffende Fläche, J_s das Trägheitsmoment für die parallele Fläche durch den Schwerpunkt,

a der normale Abstand der zwei Flächen,

V = Volumen.

Bei dem Ausdrucke 7) $I = J_{zz} \pi + J_{xx} 2\pi$ ist I als Volummoment betrachtet; bei Übergang auf Massemomente ist noch μ , die spezifische Dichte, zu berücksichtigen.

$M = \mu V$ und $I = \mu (J_{zz} \pi + J_{xx} 2\pi)$, wenn der Umdrehungskörper homogen ist.

Ist die Dichte des Umdrehungskörpers in verschiedenen Teilen desselben verschieden, so ist für jede Massen-Gruppe I_1 , $I_2 \dots I_n$ und entsprechend μ_1 , $\mu_2 \dots \mu_n$ zu nehmen.

$\mu_1 I_1 + \mu_2 I_2 + \dots + \mu_n I_n$ ergibt das Trägheitsmoment des ganzen Körpers.

Auch kann μ eine Funktion der Koordinaten sein,

$$\mu = F(x, y, z).$$

Der Übergang auf die analytische Auflösung eines gegebenen Umdrehungskörpers ergibt sich aus dem folgenden:

Es ist das Trägheitsmoment eines Umdrehungsparaboloids, bezogen auf eine Äquatorial- (Schwerpunkts-)achse qq , in der oben dargestellten Weise zu bestimmen.

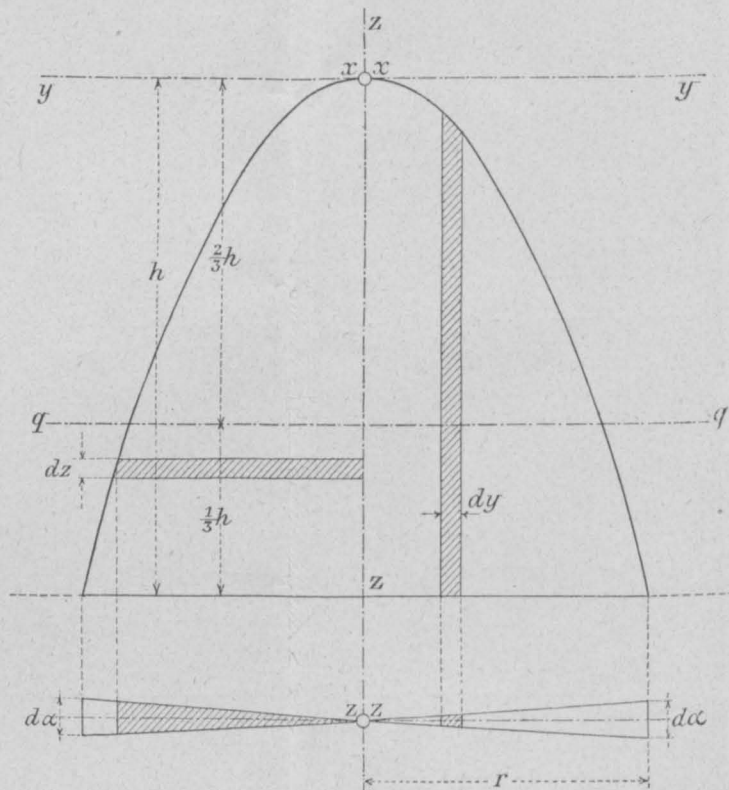


Abb. 3.

Die Gleichung des Meridianschnittes, bezogen auf das Koordinatensystem (y, z) , ist $y^2 = 2pz$; für den Punkt (r, h)

ist $r^2 = 2ph$ und hieraus $y^2 = \frac{r^2}{h} z$.

$$I_{zz} = \int_0^{2\pi} \int_0^r y^2 (h - z) y \sin^2 \alpha dy d\alpha,$$

$$J_{zz} = d\alpha \int_0^r y^3 (h - z) dy =$$

$$= d\alpha \int_0^r y^3 \left(h - \frac{h y^2}{r^2} \right) dy =$$

$$= d\alpha \left(h \int_0^r y^3 dy - \frac{h}{r^2} \int_0^r y^5 dy \right) =$$

$$= d\alpha \left(h \left[\frac{y^4}{4} \right]_0^r - \frac{h}{r^2} \left[\frac{y^6}{6} \right]_0^r \right) =$$

$$= d\alpha \left(\frac{h r^4}{4} - \frac{h r^6}{6} \right) = \frac{d\alpha}{12} h r^4,$$

$$I_{zz} = \frac{h r^4}{12} \int_0^{2\pi} \sin^2 \alpha d\alpha = \frac{\pi h r^4}{12},$$

$$I_{yy} = \int_0^{2\pi} \int_0^h \left(\frac{y^2 d\alpha dz}{2} \right) z^2,$$

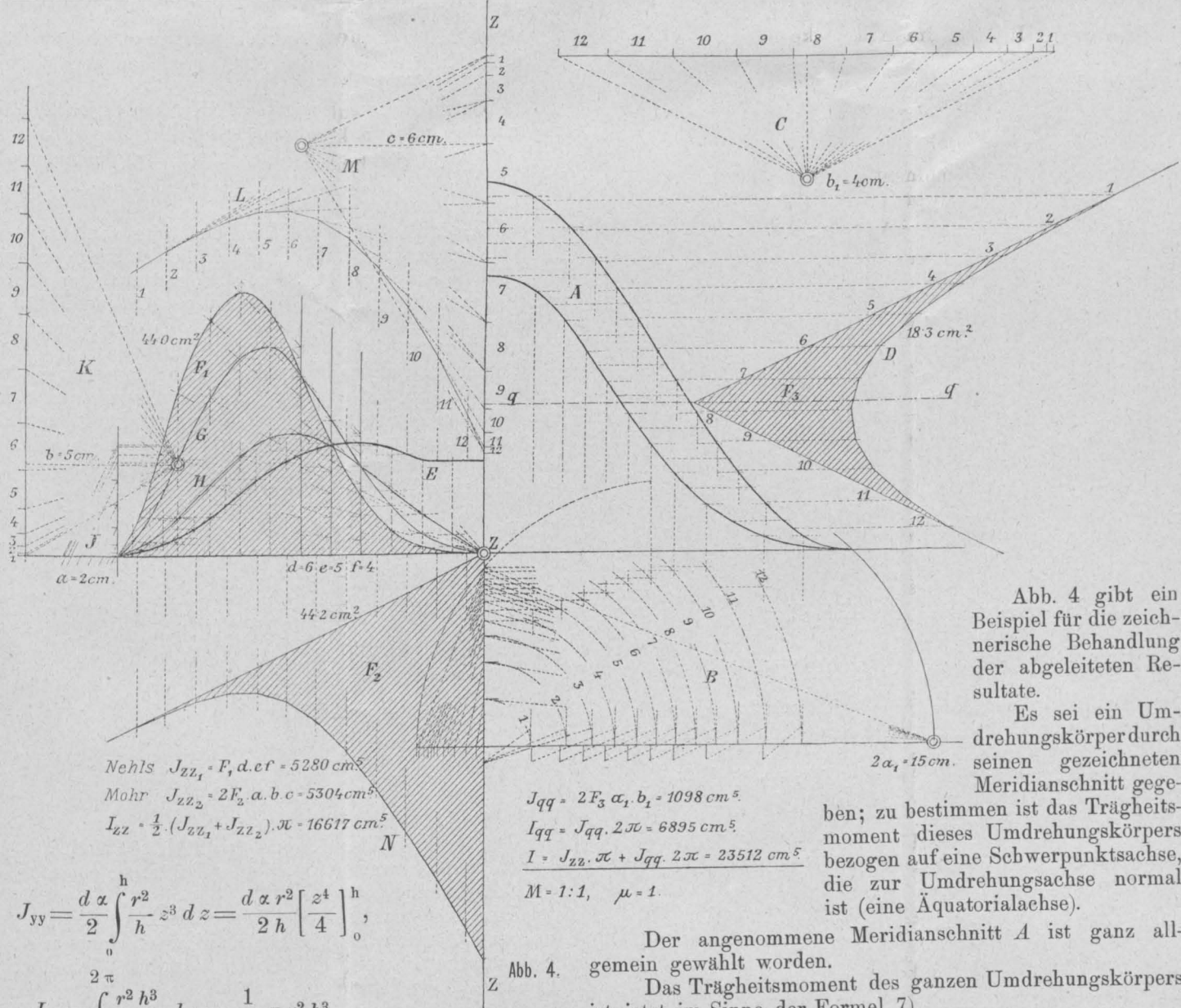


Abb. 4 gibt ein Beispiel für die zeichnerische Behandlung der abgeleiteten Resultate.

Es sei ein Umdrehungskörper durch seinen gezeichneten Meridianschnitt gegeben; zu bestimmen ist das Trägheitsmoment dieses Umdrehungskörpers bezogen auf eine Schwerpunktsachse, die zur Umdrehungsachse normal ist (eine Äquatorialachse).

Der angenommene Meridianschnitt A ist ganz allgemein gewählt worden.

Das Trägheitsmoment des ganzen Umdrehungskörpers ist jetzt im Sinne der Formel 7)

$$I = 2\pi J_{qq} + \pi J_{zz} \dots 10),$$

wo sich J_{qq} auf die Äquatorebene bezieht. Die Definition von J_{qq} und J_{zz} ist aus dem früheren bekannt.

Abb. 4 gibt die Konstruktion dieser Werte, und die schraffierten Flächen geben das Maß für deren Größe.

Es sei zunächst J_{qq} zu konstruieren (in der Abb. rechts der zz -Achse); der mit dem Zentriwinkel $\alpha = 1$ gedachte Sektor wird durch Ebenen, die zur Achse zz normal gelegt sind, in zwölf Lamellen geteilt, deren Höhe der Einfachheit wegen $H = 1 \text{ cm}$ ist.

Wenn die Massen $m_1, m_2, \dots, m_n, \dots$ dieser Lamellen in den betreffenden Schwerpunkten $s_1, s_2, \dots, s_n, \dots$ konzentriert gedacht werden und man diese Massen als Kräfte normal zur zz -Achse auffaßt, so wird das Trägheitsmoment dieses Systems, bezogen auf die Äquatorialachse qq , das gesuchte Trägheitsmoment J_{qq} sein.

Es ist das Volumen dieser Lamellen zu bestimmen. Diese Bestimmung gestaltet sich verschieden, je nachdem ob der Grundriß der Lamelle sich als Sektor oder als Differenz zweier Sektoren darstellt.

Für den ersten Fall gilt Abb. 5:

Man sieht: $\Delta V_n = 1 \times \frac{1}{2} y_n^2$; setzt man nun $\Delta V_n = \frac{1}{2} y_n^2 = a v_n$, so ist v_n das vektorielle Maß der n -ten Lamelle, deren Volumen ΔV_n ist.
 a ist ein konstanter Wert.

$$J_{yy} = \frac{d\alpha}{2} \int_0^h \frac{r^2}{h} z^3 dz = \frac{d\alpha r^2}{2h} \left[\frac{z^4}{4} \right]_0^h,$$

$$I_{yy} = \int_0^{2\pi} \frac{r^2 h^3}{8} d\alpha = \frac{1}{4} \pi r^2 h^3.$$

I_{qq} ist das Trägheitsmoment, bezogen auf die Ebene $z = \frac{2}{3} h$, d. h. auf die Äquatorebene.

$$I_{qq} = I_{yy} - \left(\frac{2}{3} h \right)^2 \int_0^h dm; \quad \frac{2}{3} h \text{ ist die } z\text{-Ordinate}$$

des Schwerpunktes und $\int_0^h dm$ das Volumen des ganzen Körpers.

$$\int_0^h dm = V = \frac{1}{2} \pi r^2 h,$$

$$I_{qq} = I_{yy} - \left(\frac{2}{3} h \right)^2 V =$$

$$= \frac{1}{4} \pi r^2 h^3 - \frac{4}{18} \pi r^2 h^3.$$

Sei I_{qq} das Trägheitsmoment für eine Äquatorialachse, dann ist

$$I_{qq} = I_{qq} + I_{zz} = \frac{1}{4} \pi r^2 h^3 - \frac{4}{18} \pi r^2 h^3 + \frac{\pi h r^4}{12} =$$

$$= \pi r^2 h \left(\frac{h^2}{4} - \frac{4}{18} h^2 + \frac{r^2}{12} \right),$$

$$I_{qq} = \frac{\pi r^2 h}{36} (h^2 + 3r^2) \dots 9).$$

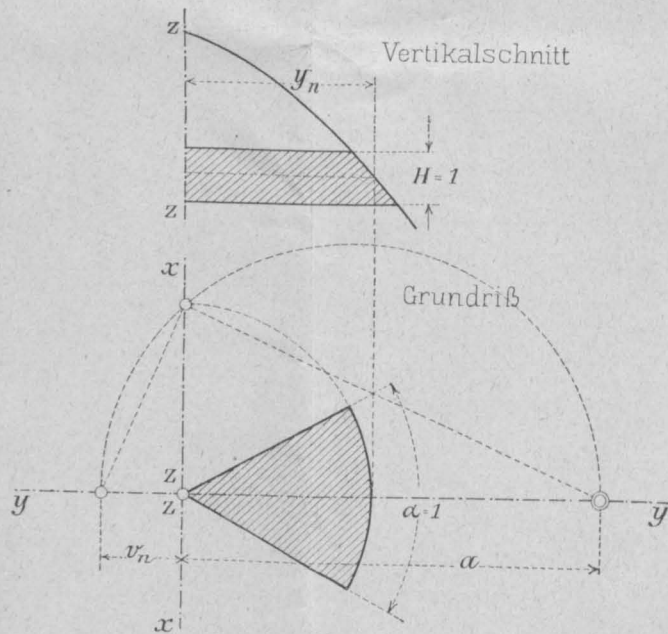


Abb. 5.

Für den zweiten Fall gilt Abb. 6:

$$\text{Hier ist } \Delta V_n = 1 \cdot \frac{1}{2} (y_2^2 - y_1^2) = a v_n.$$

Aus Δocb ist $d^2 = y_2^2 - y_1^2$; $d^2 = (2a) v_n$, d. h. d ist die mittlere geometrische Proportionale zwischen $2a$ und v_n .

Das Volumen des Umdrehungskörpers ist

$$V = 2\pi a \sum_1^p v_n,$$

wobei p die Anzahl der Lamellen bedeutet.

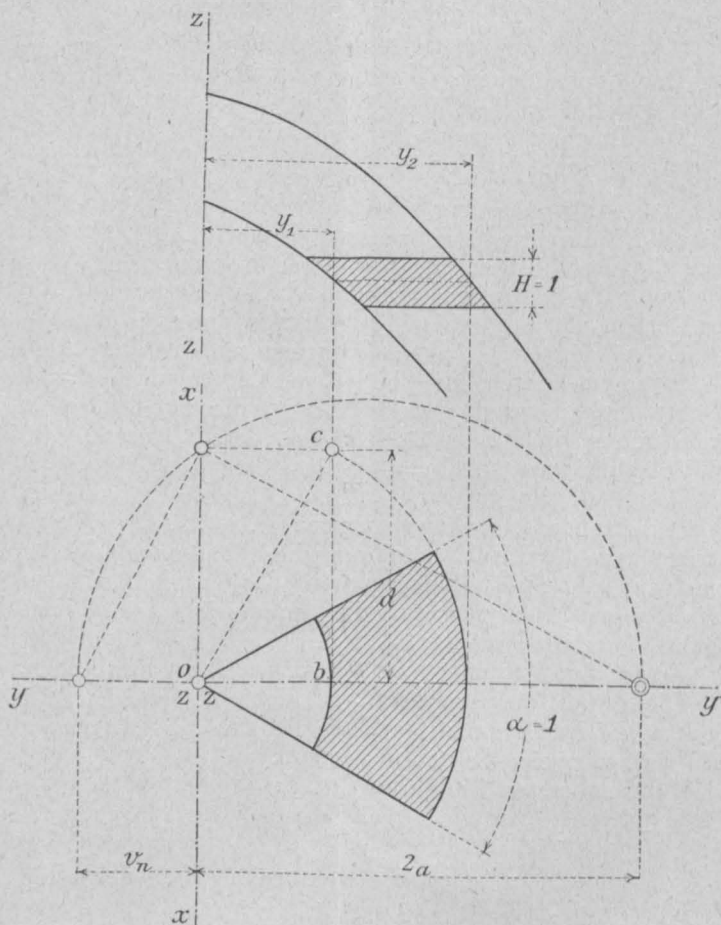


Abb. 6.

Die Maße $v_1 \cdot v_2 \dots v_n \dots v_p$ bestimmen das früher gedachte Kräftesystem. Bei dem angenommenen Beispiele gibt Abb. 4 B diese Maße.

Konstruiert man das zugehörige Kräftepolygon (Abb. 4 C) und zu diesem das Seilpolygon (Abb. 4 D), so erhält man nach Mohr das Maß des gesuchten Trägheitsmomentes (Fläche F_3).

$$I_{qq} = 2\pi J_{qq} \dots \dots \dots 11).$$

$J_{qq} = 2 F_3 a_1 b_1$, wobei die Bedeutung von a_1 aus der Abbildung ersichtlich ist; b_1 ist die Höhe des Kräftepolygons.

Das Seilpolygon $v_1, v_2 \dots v_n \dots v_p$ gibt auch den Schwerpunkt des Sektors, und — weil die z -Ordinate für die beiden dieselbe sein muß — auch den des ganzen Umdrehungskörpers.

Wenn es sich nicht um den vollen Umdrehungskörper (Zentriwinkel $= 2\pi$) handelt, sondern nur um den Sektor eines solchen, so wird dessen Schwerpunkt S mit dem Schwerpunkte jenes Kreisbogens ($s_1 s_1$) identisch sein, auf dem sich der Schwerpunkt S_1 des Sektorenelementes mit dem Zentriwinkel $d\alpha$ bewegt.

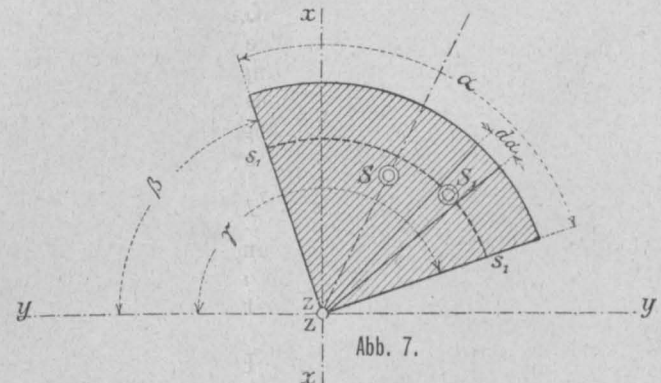


Abb. 7.

Das Kräfte- und das Seilpolygon (Abb. 4 C und Abb. 4 D) ergeben den Schwerpunkt S_1 des Sektorenelementes mit dem Zentriwinkel $d\alpha$.

Die Konstruktion links der zz -Achse ergibt den Ausdruck J_{zz} , bzw. I_{zz} . Die Abb. 4 E entsteht aus dem Meridianschnitte Abb. 4 A durch parallele Verschiebung der betreffenden Lamellen.

Hiedurch ändert sich J_{zz} , bzw. I_{zz} nicht.

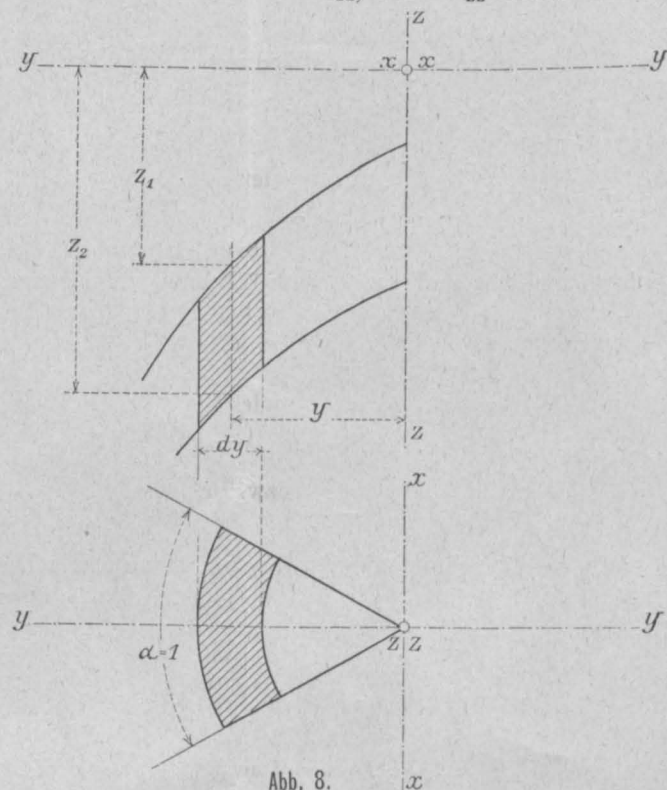


Abb. 8.

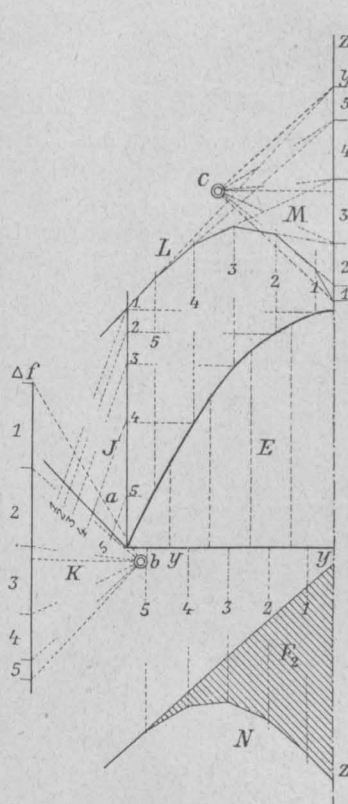


Abb. 9.

Es ist folgendes Integral zu lösen:

$$J_{zz} = \int_0^r (z_2 - z_1) y y^2 dy; \quad (\alpha = 1).$$

Hieraus ergeben sich zwei graphische Verfahren. Wenn $(z_2 - z_1) \Delta y = \Delta f$, so ist

$$1. J_{zz} = \sum_{i=1}^p y \Delta f y^2$$

$$\text{und } 2. J_{zz} = \sum_{i=1}^p y^3 \Delta f.$$

(p bedeutet die Anzahl der Lamellen.)

Das eine gibt ein statisches, das andere ein geometrisches Verfahren für die Konstruktion von J_{zz} .

Die Abb. 9 gibt die Darstellung des statischen Verfahrens.

Gegeben ist die Fläche E , und zu konstruieren ist $\int y^3 df$, das Moment dritter Ordnung dieser Fläche bezogen auf die Achse zz .

Das so gefundene Moment dritter Ordnung ist mit J_{zz} identisch.

Die Konstruktion ist folgende: Fläche E wird durch Teilungslinien parallel zur zz -Achse in Lamellen geteilt.

Wenn $\Delta f_1, \Delta f_2, \dots, \Delta f_n \dots$ die Maße dieser Lamellen sind, so ergibt das Kräfte- und Seilpolygon dieser Kräfte (Abb. 4 K und 4 L) die entsprechenden statischen Momente $y_1 \Delta f_1, y_2 \Delta f_2, \dots, y_n \Delta f_n \dots$

Werden diese wieder als Kräfte betrachtet, so ergeben die Polygone M und N die Fläche F_2 , die das Maß für $\sum_{i=1}^p y^3 \Delta f$, für das gesuchte Moment dritter Ordnung ist.

Mithin wird

$$J_{zz} = 2 a b c F_2 \text{ und } \dots \dots \dots 12)$$

$$I_{zz} = J_{zz} \pi.$$

(Die Bedeutung von a ist in der Abb. 4 J ersichtlich; b und c sind die Höhen der Kräftepolygone K , bzw. M .)

Die zweite Art der Lösung, die geometrische Konstruktion, beruht auf dem Verfahren von Nehls.

Dieses Verfahren gibt für eine gegebene Fläche die Konstruktion des Ausdruckes $\int_0^F x^3 df$.

Darin bedeutet df das Flächenelement und x dessen Abstand von einer bestimmten Achse (yy Abb. 10).

Die Flächen M, I, Y geben die zur Fläche F zugeordneten Momente erster, zweiter, bzw. dritter Ordnung.

Aus der Abbildung geht hervor:

$$a : f = x : m,$$

$$m = \frac{fx}{a},$$

$$m \Delta x = \frac{fx \Delta x}{a},$$

$$a \int_0^F m dx = \int_0^F fx dx, \text{ das statische Moment.}$$

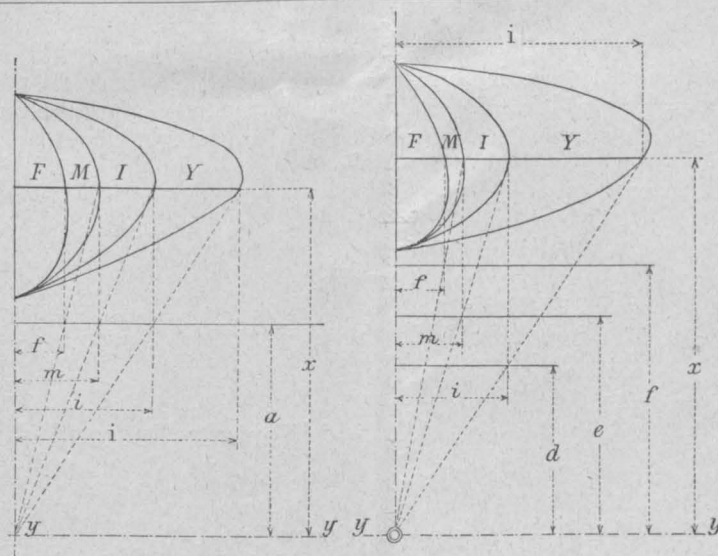


Abb. 10.

Für die höheren Momente ist:

$$m : a = i : x,$$

$$m = \frac{ai}{x} \text{ substituiert,}$$

$$\frac{fx}{a} = \frac{ai}{x}; \quad fx^2 = a^2 i \text{ und}$$

$$fx^3 = a^3 i \dots \dots \dots 13).$$

Gleichung 13) gilt für den Fall, daß für die Konstruktion aller drei Momente dieselbe Konstante a gewählt wird.

Zur Erleichterung der Übersicht ist es günstiger, zur Konstruktion der drei Momente drei verschiedene Konstanten zu wählen.

Werden diese drei Konstanten — wie in Abb. 4 H, G und F_1 — mit d, e, f bezeichnet, so geht Gleichung 13) über in

$$fx^3 = d \cdot e \cdot f i \dots \dots \dots 13 a).$$

Die durch diese Konstruktion erhaltene Fläche (Abb. 4 F_1) gibt das Maß für das gesuchte Trägheitsmoment J_{zz} ,

$$J_{zz} = F_1 d \cdot e \cdot f$$

und

$$I_{zz} = \pi F_1 d \cdot e \cdot f \dots \dots \dots 14),$$

$$I = I_{qq} 2 \pi + J_{zz} \pi \text{ (Formel 10)}$$

und aus 11) und 14),

$$I = 4 \pi F_3 a_1 b_1 + \pi F_1 d \cdot e \cdot f$$

$$\text{oder aus 11) und 12)}$$

$$I = 4 \pi F_3 a_1 b_1 + 2 \pi F_2 a b c.$$

In dem in Abb. 4 ausgeführten Beispiele ist:

$$F_1 = 44.0 \text{ cm}^2$$

$$F_2 = 44.2 \text{ "}$$

$$F_3 = 18.3 \text{ "}$$

$$a_1 = 7.5 \text{ cm}$$

$$b_1 = 4.0 \text{ "}$$

$$a = 2.0 \text{ "}$$

$$b = 5.0 \text{ "}$$

$$c = 6.0 \text{ "}$$

$$d = 6.0 \text{ "}$$

$$e = 5.0 \text{ "}$$

$$f = 4.0 \text{ "}$$

$$\text{Nehls } J_{zz1} = 5280 \text{ cm}^5,$$

$$\text{Mohr } J_{zz2} = 5304 \text{ cm}^5,$$

$$I_{zz} = \frac{1}{2} (J_{zz} + J_{zz2}) \pi = 16617 \text{ cm}^5,$$

$$J_{qq} = 1098 \text{ cm}^5.$$

Bei Maßstab $M = 1:1$ und $\mu : 1$ ergibt sich $I = 23512 \text{ cm}^5$.

Um ein Maß für die Genauigkeit der Konstruktion zu finden, wurde für ein Umdrehungs-Paraboloid mit $r=7\text{ cm}$ und $h=10\text{ cm}$ das Trägheitsmoment, bezogen auf eine Äquatorialachse, graphisch und rechnerisch bestimmt. Die Konstruktion ergab bei Maßstab $M=1:1$ die Werte:

$$J_{zz1} (\text{Nehls}) = 2020\text{ cm}^5,$$

$$J_{zz} (\text{Mohr}) = 1990\text{ cm}^5,$$

$$J_{qq} = 697\text{ cm}^5,$$

$$I = 10.660\text{ cm}^5.$$

Die rechnerische Lösung nach Formel 9) ergab

$$I = 10.562\text{ cm}^5.$$

Der Fehler der Konstruktion war also $< \frac{I}{100}$.

Wenn der Meridianschnitt in vergrößertem oder verkleinertem Maßstabe gezeichnet wird, so ist $M = \frac{1}{n}$, wo $n > 1$ ist und $I = I_n \cdot n^5$; darin bedeutet

I das gesuchte Trägheitsmoment, I_n das konstruierte Trägheitsmoment im Maßstabe der Zeichnung.

Turka, im Jänner 1905.

Dpl. Ing. Sigmund Wellisch.

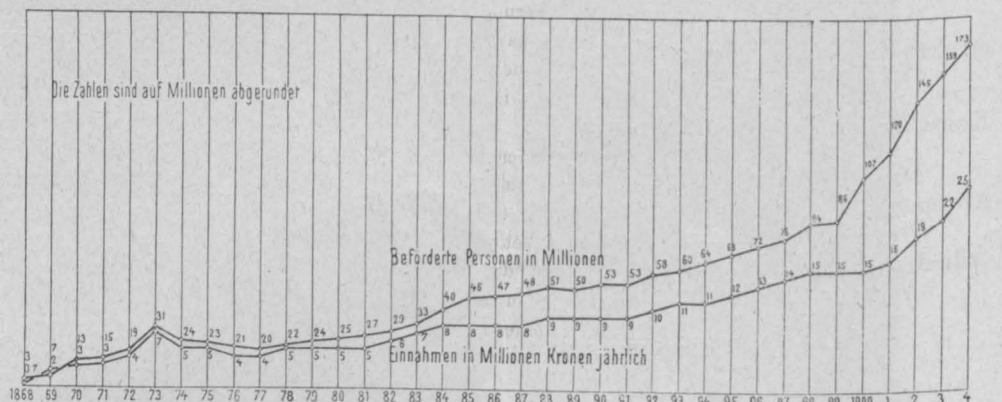
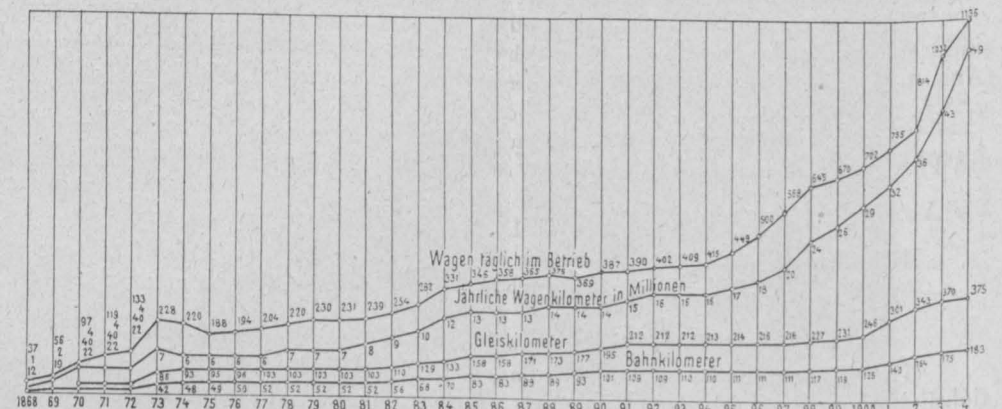
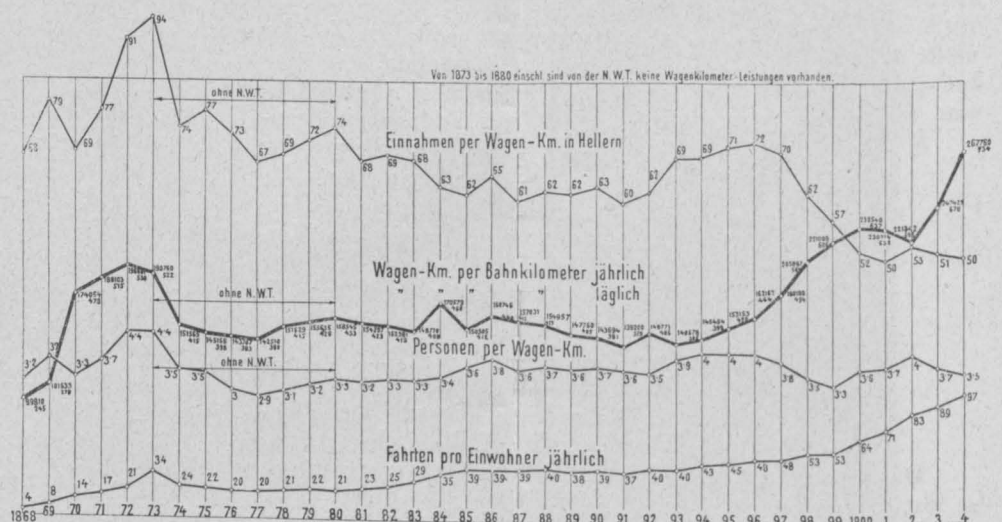
40jähriger Bestand der Straßenbahnen in Wien.

Am 4. Oktober 1865, also vor 40 Jahren, wurde in Wien die erste, rund 3,2 km lange Pferdebahnlinie in Benützung genommen; sie führte vom Schottentor nach Hernals und wurde von der Firma Schaeck, Jaquet & Cie. erbaut und betrieben. Diese nebst einigen anderen von der genannten Firma erbauten Linien gingen im Jahre 1868 in den Besitz der Wiener Tramway-Gesellschaft über, welche bei ihrer Auflösung im Jahre 1898 über ein Netz von 162 km Geleise verfügte, auf welchem 481 Pferdebahnwagen und 44 elektrische Motorwagen sowie 34 Beiwagen für den elektrischen Betrieb verkehrten; der Personalstand betrug damals 4661 Personen.

An die Stelle der Wiener Tramway-Gesellschaft trat im Jahre 1898 die von der Firma Siemens & Halske gegründete Bau- und Betriebs-Gesellschaft für städtische Straßenbahnen, welche aber schon am 1. Jänner 1902 ihren ganzen Besitz an die Gemeinde Wien verkaufte; diese vollendete die schon begonnene und ziemlich weit vorgeschrittene Elektrisierung des Netzes. Die Gemeinde erwarb im Jahre 1902 auch den Besitz der im Jahre 1872 gegründeten „Neuen Wiener Tramway-Gesellschaft“, welche 57 km Geleise besaß, die teils im Dampfbetrieb, teils im Pferdebetrieb standen; hiefür waren 29 Lokomotiven und 207 Wagen vorhanden; im Jahre 1904 wurde noch die im Jahre 1898 gegründete elektrische Straßenbahn von Wien nach Kagran (6,2 km Geleise, 10 Motor- und 9 Beiwagen) eingelöst, so daß sich nunmehr das gesamte Straßenbahnnetz von Wien mit Ausnahme einiger weniger im Dampfbetriebe stehender Linien der „Dampftramway-Gesellschaft vormals Krauß & Comp.“ in den Händen der Gemeinde Wien befindet.

Die städtischen Straßenbahnen haben gegenwärtig eine Streckenlänge von 184 km, eine Betriebsgeleiselänge von 343 km (davon 29 km Geleise mit unterirdischer Stromzuführung) nebst 28 km Bahnhofs- und Hallengeleise; sie haben 14 Betriebsbahnhöfe und eine große Hauptwerkstätte; für den Betrieb sind 955 Motorwagen und 876 Beiwagen nebst einer Anzahl von Lastwagen und Spezialwagen (Schneekehren, Sprengwagen u. s. w.) vorhanden. In den Diensten des Unternehmens standen Ende 1904 6843 Personen; das Anlagekapital beträgt gegenwärtig rund 127 Millionen Kronen. Im ersten Halbjahr 1905 betrug die Verkehrsleistung 26 Millionen Wagenkilometer, die Anzahl der beförderten Personen (einschließlich Zeitkarten) aber 90 Millionen mit einer Gesamteinnahme von rund 13 Millionen Kronen.

Der gegenwärtige Tarif ist nach dem Zonensystem aufgebaut,

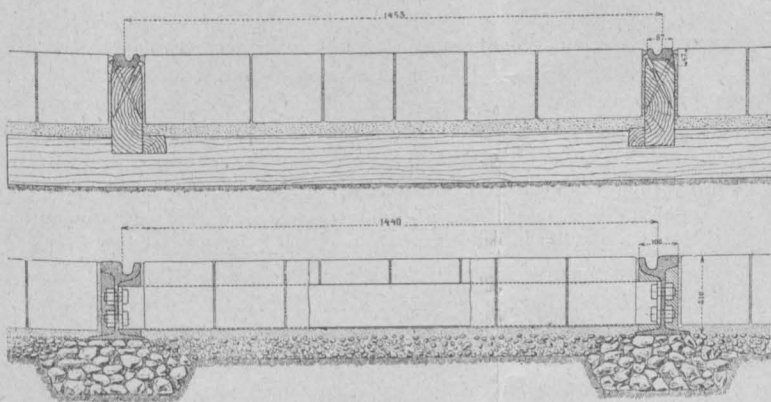


und betragen die Fahrpreise 10, 12, 20 und 30 Heller, mit einer sehr weitgehenden Umsteigeberechtigung, je nach der Länge der Strecken; während ursprünglich für die 3,2 km lange Strecke ein Tarif von 10 kr. = 20 h eingehoben wurde und später während der Zeit des Pferdebetriebes bei der Wiener Tramway-Gesellschaft die mittlere Ein-

nahme von einem Fahrgaste z. B. im Jahre 1895 zirka 8·8 kr. = 17·6 h betrug, beläuft sich die letztere gegenwärtig auf rund 14·43 h, wobei aber die durchfahrenen Strecken naturgemäß wesentlich größer geworden sind.

Die Stromlieferung für die Straßenbahnen (Gleichstrom von 500 V) besorgen die städtischen Elektrizitätswerke.

Über die wirtschaftliche Entwicklung des Unternehmens geben die beistehenden Diagramme, welche erst vom Jahre 1868 an aufgestellt werden konnten, den besten Aufschluß. Aus diesen Schaulinien ergibt sich insbesondere der ganz außerordentliche Aufschwung, den das Unternehmen nach der in den Jahren 1900–1902 erfolgten Elektrisierung und insbesondere seit der Einführung des städtischen Eigenbetriebes (1. Juli 1903) genommen hat. Was insbesondere die Benützung der Straßenbahn durch die Bevölkerung anbelangt, so muß der sehr ausgedehnte Umsteigeverkehr entsprechende Berücksichtigung finden.



Die nachstehende kurze Beschreibung der Geleiseanlagen und des Wagenparkes von damals und heute wird einen sprechenden Beweis für die großartige technische Entwicklung des Straßenbahnwesens in den letzten 40 Jahren liefern.

Für die ersten Pferdebahnlinien wurden auf hölzernen Langschwellen aufgenagelte Fußelschienen aus Schweißeisen verwendet, die eine Länge von 7–8 m, eine Höhe von 47 mm und eine obere Breite von 67 mm hatten; dann kamen die Flach- oder Breitschienen, welche ebenfalls zuerst aus Schweißeisen, dann aus Stahl von 50–60 kg Festigkeit hergestellt waren; sie hatten bei einer Länge von 7–9 m, einer Höhe von 38 mm und einer Breite von 86 mm ein Gewicht von rund 20·6 kg für das laufende Meter; die Langschwellen waren alle 2 m auf Querschwellen aufgesetzt; die ersten Rillenschienen nach dem Phönix-Profil, welche bereits ohne Holzschwellen verlegt wurden, waren aus Stahl (von Deutschland bezogen) mit einer Festigkeit von 60–70 kg per Quadratmillimeter hergestellt; sie wurden in einer Länge von 10 m verwendet, hatten eine Höhe von 155 mm, eine Fußbreite von 120 mm, eine Kopfbreite von 115 mm und ein Gewicht von 41·07 kg für das laufende Meter. Demgegenüber haben die jetzt auf den Strecken mit oberirdischer Stromzuführung verwendeten Phönixschienen eine Festigkeit von 70–80 kg per Quadratmillimeter; bei einer Länge von 15 m, einer Höhe von 210 mm, einer Fußbreite von 150 mm und einer Kopfbreite von 106 mm beträgt ihr Gewicht rund 54·4 kg für das laufende Meter.

Die ersten auf Holz genagelten Schienen hatten überhaupt keine Laschenverbindung, und wurden die Stöße zuerst auf Bandeisenunterlagen, welche sich frei verschieben konnten, dann auf gußeisernen und später auf stählernen Sattelstücken aufgesetzt. Die ersten Phönixschienen hatten Laschen von 500 mm Länge, die mittels vier Schrauben befestigt wurden; die jetzigen Laschen haben eine Länge von 760 mm und sind mit 12 Schrauben befestigt; neustens werden Schienen-

verbindungen mittels Schienenschuh von Scheinig & Hoffmann oder die bekannten den Stoß überbrückenden Laschen nach dem System Melan verwendet.

Die ersten zweiachsigen Pferdebahnwagen hatten ein Leergewicht von 4000 kg, eine Länge von rund 6 m zwischen den Plattformwänden, bzw. eine Länge von rund 4·6 m zwischen den Kastenendwänden; sie hatten 18 Sitzplätze im Wageninnern und dieselbe Anzahl von Sitzplätzen auf der Imperiale, welche letztere aber bald aufgegeben wurde, da sie sich für die Wiener Verhältnisse nicht als zweckmäßig erwies. Es sind hier zu viel niedrige Durchlässe, welche für die am Dache befindlichen Fahrgäste gefährlich wären; auch würde durch die Imperiale der Aufenthalt auf den Haltestellen sehr verlängert werden, was vermieden werden muß. Die ersten Wagen wurden von vier Pferden gezogen; die späteren, seit 1870 ohne Imperiale, aber von einem, meist zwei Pferden, und nur auf großen Steigungen wurden Vorspannpferde verwendet.

Die jetzigen neuesten Motorwagen haben ein Leergewicht von 10·850 kg, eine Länge von 9·9 m zwischen den Plattformwänden, eine Breite von 2·1 m und eine Höhe von 3·2 m; sie haben 24 Sitz- und 18 Stehplätze; die Räderpaare haben Räder von 800 mm Durchmesser, Achsen von 116 mm Durchmesser und ein Gewicht von za. 550 kg. Die neuesten Anhängewagen haben ein Leergewicht von 6900 kg, eine Länge von 9·3 m zwischen den verglasten Plattformen, eine Breite von 1·970 m und eine Höhe von 3·2 m; sie haben 24 Sitz- und 20 Stehplätze; ein Motorwagen zieht bis zu zwei solcher Beiwagen; die Räderpaare haben einen Raddurchmesser von 800 mm, Achsen von 95 mm Durchmesser und ein Gewicht von je 420 kg. Die Radreifen von Motor und Beiwagen haben eine Festigkeit von 75–87 kg per Quadratmillimeter. Während früher mit einem von zwei Pferden gezogenen Wagen normal höchstens 32 Personen befördert wurden, beträgt der Fassungsraum eines der jetzigen neuen Dreiwagenzüge normal 130 Personen.

Die Durchschnittsgeschwindigkeit der Pferdebahnen betrug 8 bis 8½ km in der Stunde, während die der elektrischen Straßenbahnwagen heute 10–10½ km im Durchschnitte beträgt.

Die durchgehends angewendete elektrische Bremse hat sich ausgezeichnet bewährt und ermöglicht ein rasches Stehenbleiben der elektrischen Wagen, was nicht nur im Gefahrsfalle ungemein wichtig, sondern auch für den gewöhnlichen Betrieb von großem Werte ist.

Von besonderer Wichtigkeit ist der Umstand, daß die Arbeitsleistung der Bediensteten durch die Einführung des elektrischen Betriebes und durch die Übernahme in den Eigenbetrieb der Gemeinde bedeutend geringer geworden ist; so z. B. betrug die Durchschnittsfahrdienstleistung eines Bediensteten im Jahre 1895 rund 14¼ Stunden, wovon 11¾ auf den reinen Wagendienst entfielen; heute beträgt die durchschnittliche Dienstleistung eines Fahrbediensteten rund 11½ bis 12 Stunden, wovon aber nur 7½–7¾ Stunden auf den reinen Wagendienst entfallen. Dabei ist der mittlere durchschnittliche Jahresverdienst von K 1200 auf K 1380 gestiegen, obwohl gegenwärtig noch sehr viel junge, also geringer bezahlte Angestellte vorhanden sind, während der frühere Durchschnitt sich auf meist ältere Bedienstete bezog.

Aus den vorstehenden Darstellungen ergibt sich, daß die wesentlich größer und schwerer gewordenen Wagen mit um rund 30% gesteigerter Geschwindigkeit, in Zügen bis zu drei Wagen vereint, das ganz außerordentlich groß gewordene Netz der Straßenbahnen auf sicherem, kräftigen Schienenwege durchheilen; wenn die Straßenbahnen solcherart befähigt wurden, den fortwährend wachsenden Ansprüchen des Verkehrs gerecht zu werden, so war dies nur durch die großartige Entwicklung dieses Zweiges der Technik ermöglicht, welche dem einträchtigen Zusammenwirken der Bau- und Betriebs-Ingenieure mit den Hütten-, Waggonbau- und Elektro-Ingenieuren zu verdanken ist.

Vereins-Angelegenheiten.

BERICHT

Z. 595 v. 1905.

über die 3. (Wochen-)Versammlung der Tagung 1905/1906

Samstag den 18. November 1905.

1. Der Vereinsvorsteher, Herr Generalinspektor Gustav Gerstel, eröffnet um 7 Uhr abends die Sitzung, begrüßt die erschienenen Gäste,

verkündet die Tagesordnungen der nächstwöchentlichen Versammlungen und ladet, da sich niemand zum Worte meldet,

2. Herrn Bau-Oberkommissär Max Singer ein, den angekündigten Vortrag zu halten: „Die Tauernbahn“.

Der Vortragende bespricht den Einfluß der ostwestlichen Gliederung der österreichischen Alpenländer auf die Verkehrsentwick-

lung. Die durch den Gebirgsbau gebotenen Hindernisse für den Verkehr zwischen der Adria und der Donauebene wurden schon von den Römern überwunden, welche ein großes Straßennetz von Aquileja über Kärnten nach Wels und Salzburg unterhielten. Besonders interessant ist der Römerweg, welcher vom antiken Teurnia bei Spittal a. d. Drau in der Richtung der heutigen Tauerntasse zu den Goldbergwerken bei Bockstein führte.

Die Notwendigkeit einer besseren nordsüdlichen Eisenbahnverbindung mit Triest hängt mit dem Aufschwunge der Industrie in den Sudetenländern und Süddeutschland, sowie mit dem Fehlen halbwegs günstiger Wasserwege zusammen. Das Netz der alpenländischen Eisenbahnen ist zwischen Innsbruck im Westen und St. Michael im Osten auf eine Länge von 360 Tarifkilometer ohne Nordsüdverbindung. Eine solche wird in der günstigsten Weise durch eine Linie über die Hohen Tauern geschaffen, während die ausgiebigste Wegkürzung nach Innerösterreich durch die Pyrhnbahn erzielt wird. Die beiden Zufahrtslinien schließen an das bestehende Netz an, werden durch die Flügel der Karawankenbahn, die sich in Rosenbach vereinigen, ergänzt und laufen dann als eingleisige Hauptbahn durch das Wocheintal nach Görz und über den Karst nach Triest. Die neugebauten Linien bilden in ihrer Gesamtheit eine Querstraße durch das Kettengebirge der Ostalpen und enthalten vier Scheiteltunnels von zusammen 28 km Länge.

Die Hohen Tauerntasse führt auf der Nordseite durch das Gebiet der Stufentäler, welche durch ihre Wasserfälle und die Klammern an ihrer Mündung ins Salzachtal bekannt sind. Vergleichende Studien ergaben, daß die Gastainertrasse die bauwürdigste Linie sei, weshalb deren Ausbau durch das Gesetz vom 6. Juni 1901 sicher gestellt wurde. Die Tauernbahn zweigt von der umgelegten und erweiterten Station Schwarzach—St. Veit der Linie Salzburg—Wörgl ab und windet sich am rechten Gehänge des Salzachtales bis zum Eingange des Klammertunnels empor, in welchem sie, nach Überwindung der ersten Stufe, die Berge durchbohrt, welche die Einfahrt ins Gastainer Tal sperren, und erreicht den oberen Talboden bei Klammstein. Sie folgt nun unmittelbar dem Laufe der Ache, an welcher die Stationen Dorfgastein und Hofgastein liegen. Von letzterer beginnt die zweite Steilrampe, die oberhalb der Wasserfallstufe mit der Station Badgastein endet. Nun folgt die Bahn dem Gastaintale bis in die Nähe des Ortes Bockstein, biegt östlich ins Anlaufftal ab, in welchem die Station Bockstein liegt, und führt dann zweigleisig durch den 8526 m langen Tauerntunnel, welchen sie auf der Südseite im Seebachtale verläßt, bis zur Station Mallnitz. Von dieser angefangen, entwickelt sich die eingleisige Fortsetzung am östlichen Gehänge des Mallnitz- und des Mölltales in kühnen Windungen bis sie den Talboden der Drau bei Pusarnitz erreicht. Diese ganze Strecke bildet eine bloß von den Stationen Ober-Vellach, Benk, Kolbnitz und Mühlendorf, welche zum Teile schon hoch über den Orten gleichen Namens liegen, unterbrochene Steilrampe. Die Fortsetzung von Pusarnitz zu dem Gemeinschaftsbahnhofe in Spittal a. d. Drau erfolgt als zweites Geleise der Südbahn.

Die weiteren Ausführungen behandeln zunächst die bautechnischen Anlageverhältnisse der ganzen Nordrampe von Schwarzach bis zum Tauerntunnel. Die einzelnen Darlegungen über die Neigungs- und Richtungsverhältnisse, die Grundeinlösung, Stationsanlagen, Oberbau und Hochbau und den gesamten Unterbau bieten zugleich ein Bild der bei den Staatseisenbahnbauten üblichen Baupraxis und ihrer neuesten

Fortschritte. Mit der genauen Beschreibung der Art und des Umfanges der einzelnen Arbeiten wird eine technische Charakterisierung der Linie geschaffen, welche bei Vergleichen der einzelnen Zweige der neuen Alpenbahnen untereinander und mit anderen Linien den richtigen Maßstab für die einander gegenüberstehenden Ziffern geben wird.

Der Vortragende bringt nun einen Abriss der Baugeschichte der am 20. September l. J. in Anwesenheit des Kaisers eröffneten Teilstrecke von Schwarzach nach Badgastein. Die Inangriffnahme der hoch über der Talsohle liegenden Lehngebauten erforderte die Anlage zahlreicher Transportbrücken, Gerüste und Spitzkehren, während später eine durchlaufende Rollbahn mit Lokomotivbetrieb den Verkehr auf der Baustrecke vermittelte. Infolge der eigenartigen geologischen Verhältnisse der sogenannten Schieferhülle der Hohen Tauern verursachte die Beschaffung des Bausteines für die großen gemauerten Objekte der Salzachrampe und der Strecke bei Hofgastein ziemlich bedeutende Schwierigkeiten. Die Ansammlung einer großen Arbeiterschar, die im Sommer 1904 die Zahl sechstausend überschritt, verlangte die Errichtung zahlreicher Wohnbaracken und eines eigenen Spitals.

Die größten Schwierigkeiten bereiteten die merkwürdigen Untergrundverhältnisse bei dem Burglgraben Km 3-8/9, dem Keulachtunnel und Keulachgraben in Km 5 sowie bei den Acheübersetzungen in Km 9 und 12. An allen diesen Punkten läßt sich ein inniger Zusammenhang der bautechnischen Erschwernisse mit geologischen Ursachen nachweisen. Das mächtigste und schönste Bauwerk, die 110 m span nende eiserne Bogenbrücke über die Angerschlucht in Km 25, fand eine besonders ausführliche Darstellung in Wort und Bild. Die Bauarbeiten an der steilen Lehne von Km 28 bis Km 30, an welcher die Reichsstraße und die Erzherzog Johann-Promenade unter der Bahn laufen, mußten mit der äußersten Vorsicht durchgeführt werden. Die Ungunst der Terrainverhältnisse begleitete die Bahn bis in die derzeitige Endstation Badgastein, die zwischen der Pyrkershöhe und dem Osthang des Stubnerkogels liegt. Die Kosten der Strecke Schwarzach—Badgastein belaufen sich auf 17.1 Millionen Kronen.

Der Vortragende schließt mit der Bemerkung, dass der Bau der Alpenbahnen ein Kampf mit den Elementen unter erschwerten Umständen war. Trotzdem die Bauverhältnisse in mancher Hinsicht neu waren, wurden alle Schwierigkeiten glücklich überwunden. Nun gilt es noch, deren tiefere Ursachen zu ergründen, um einen dauernden Fortschritt im alpenländischen Eisenbahnbaue sicherzustellen. Die jüngsten Erfahrungen werden schon dem schwierigen Ausbaue der Südrampe der Tauernbahn, welcher noch dieses Jahr in Angriff genommen wird, zugute kommen. Das ganze Werk, das große Opfer an Arbeit und Geld erfordert, wird ein glänzendes Zeugnis heimischer Baukunst sein und hoffentlich den Alpenländern und der ganzen österreichischen Volkswirtschaft den erwarteten Aufschwung bringen.

Der Vortrag, durch eine Anzahl im Saale ausgehängter Pläne sowie eine stattliche Reihe mittels des Epidiaskopos projizierter Photographien bemerkenswerter Bauausführungen belebt, begegnet dem lebhaften Beifalle der Versammlung.

Der Vorsitzende schließt um 9½ Uhr abends die Sitzung mit den Worten: „Ich schließe die Sitzung, indem ich den Herrn Oberkommissär Singer beglückwünsche, daß er die Reihe von Vorträgen über die Alpenbahnen, die wir hoffentlich noch hören werden, in so glücklicher Weise eröffnete. Ich danke ihm, dass er es verstanden hat, ein zum Teil so sprödes Thema uns in fesselnder Weise vorzuführen.“

C. v. Popp.

Vermischtes.

Personal-Nachrichten.

Der Minister des Innern hat die Herren Artur Ritter v. Kink, Peter Zwiauer, Wilhelm Helmsky, Leopold Mayer, Robert Albrecht, Klemens Ritter v. Warteresiewicz und Gustav Schneider als Beisitzer-Stellvertreter in das Schiedsgericht der Arbeiter-Unfallversicherungsanstalt für Niederösterreich in Wien für die nächste Funktionsperiode berufen.

Herr Ferdinand Neureiter, Direktor der österr. Siemens-Schuckert-Werke wurde in die n.-ö. Handels- und Gewerbekammer gewählt.

Friedrich Schmidt-Gedenkfeier. Die Wiener Architekten-Vereinigung „Wiener Bauhütte“ veranstaltete anlässlich der 80. Wiederkehr des Geburtstages des Meisters am 19. d. M. eine Feier, deren weihervoller Verlauf allen Teilnehmern in Erinnerung bleiben wird. Am Vorabende versammelten sich die von Nah und Fern eingetroffenen Schmidt-Schüler im Ratsherrnstübel des Wiener Rathauskellers. Die Feier begann mit der Niederlegung der Kränze am Schmidt-Denk male. Um 11 Uhr vormittags wurde die Festversammlung im Gemeinderats-Sitzungssaale von Ober-Baurat Dombaumeister Julius Hermann eröffnet. Im festlich geschmückten und beleuchteten Saale hatten sich eingefunden: die Vertreter der Stadt, des Staates, der Kirche, der

Kunst, der Technik (viele Mitglieder unseres Vereines), Kinder und Enkel des Gefeierten (der Sohn Heinrich, Professor der Baukunst, und der Enkel Friedrich, Studierender der Baukunst an der Technischen Hochschule München), viele Schmidt-Schüler und die Mitglieder der „Wiener Bauhütte“.

In der formvollendeten und inhaltsreichen Festrede feierte Ober-Baurat Alexander v. Wieleman den Meister in tief empfundenen Worten. Diese Festrede, Bilder von Schmidt und seinen Bauten, und ein über 200 Namen umfassendes Verzeichnis der Wiener Schmidtschüler bilden den Inhalt der Festschrift, welche den Teilnehmern an dieser denkwürdigen Feier überreicht wurde.

Es sprachen noch Architekt Felix Henry namens der reichs-deutschen, Architekt Josef v. Vancas namens der kroatischen Schmidtschüler und Bürgermeister Dr. Karl Lueger als Hausherr.

Die k. k. geologische Reichsanstalt in Wien hält ihre Sitzungen im Winter 1905/1906 an nachfolgenden Abenden ab: 28. November, 5. und 19. Dezember 1905, 16. und 30. Jänner, 13. Februar, 6. und 20. März und 3. April 1906; Beginn 6 Uhr abends.

Offene Stelle.

88. An der deutschen Technischen Hochschule in Brünn kommt mit 1. Jänner 1906 eine Assistentenstelle bei der Lehrkanzel für Mechanik zur Besetzung. Mit dieser Stelle ist eine Jahresremuneration von K 1400 verbunden, und erfolgt die Ernennung auf zwei Jahre, kann aber auf weitere zwei, bzw. vier Jahre verlängert werden. Gesuche unter Anschluß des zweiten Staatsprüfungszeugnisses einer Technischen Hochschule und der sonstigen Erfordernisse sind bis 1. Dezember l. J. beim Rektorat dieser Hochschule einzureichen.

89. Im Staatsbaudienste von Salzburg kommt eine Bauadjunktenstelle mit den Bezügen der X. Rangsklasse zur Besetzung. Bewerber um diese Stelle haben ihre Gesuche mit dem Nachweise der zurückgelegten Studien bis 5. Dezember l. J. beim k. k. Landespräsidium von Salzburg einzubringen.

Vergebung von Arbeiten und Lieferungen.

1. Für das Wiener städtische Theresienbad, XII Hufelandgasse, gelangen nachstehende Arbeiten und Lieferungen im Offertwege zur Vergebung: a) Baumeisterarbeiten im veranschlagten Kostenbetrage von K 27.965; b) Lieferung der hydraulischen Bindemittel im veranschlagten Kostenbetrage von K 3095; c) Lieferung der Traversen im Kostenbetrage von K 7519; d) Zimmermannsarbeiten im Kostenbetrage von K 7584-75; e) Tonwarenlieferung im Kostenbetrage von K 10.378-80; f) Kesselbeistellung mit K 25.000 Pauschale; g) elektrische Installation im Kostenbetrage von K 6740; h) Wasserleitungs-Installation im Kostenbetrage von K 4552-31. Anbote sind bis 27. November l. J., vormittags 10 Uhr, beim Magistrat Wien einzureichen. Pläne etc. können bei der Fachabteilung II des Stadtbauamtes eingesehen werden. Vadium 50%.

2. Die Landeskommission für Flußregulierungen im Königreiche Böhmen vergibt im Offertwege die Regulierungsarbeiten an der Litawka von dem Wehre der Spinnerei in Beraun bis zum Wehre der Karl Emil-Hütte in Popowitz Km 2-40 bis 8-40. Diese Arbeiten bestehen in der Herstellung einiger Durchstiche in der Gesamtlänge von rund 2-80 km, in der Erweiterung und Vertiefung des alten Flußbettes in einer rund 3-20 km langen Strecke, in der Errichtung einer Überfallstufe, in der Regulierung von Mündungen einiger Seitenzuflüsse, in der Errichtung von Übergangsstegen etc. Die Kosten sind mit rund K 486.000 veranschlagt. Anbote sind beim Einreichungsprotokolle des Präsidiums der Landeskommission für Flußregulierungen im Königreiche Böhmen in Prag, III Ziegelgasse 4, bis 28. November l. J., mittags 12 Uhr, einzureichen. Die bezüglichen Offertbehelfe können bei der Wasserbauabteilung der k. k. Statthalterei in Prag eingesehen werden. Vadium K 25.000.

3. Die k. k. Staatsbahndirektion Prag vergibt im Offertwege die Herstellung der Hochbauarbeiten für die Wasserstations-Erweiterung in der Station Schlan der Linie Prag-Moldau im veranschlagten Kostenbetrage von rund K 25.500. Anbote sind bis 5. Dezember l. J., mittags 12 Uhr, beim Einreichungsprotokolle einzubringen. Bedingungen und Projektspläne liegen bei der Abteilung für Bahnerhaltung und Bau der genannten Direktion zur Einsicht auf. Vadium K 1500.

4. Bei der k. k. Tabakfabrik in Sternberg gelangt der Bau eines Magazines im veranschlagten Kostenbetrage von rund K 136.000 im Offertwege zur Vergebung. Die Offertverhandlung findet am 6. Dezember l. J. statt. Nähere Aufschlüsse können bei der genannten Tabakfabrik und beim bautechnischen Departement der k. k. Generaldirektion der Tabakregie in Wien in Erfahrung gebracht werden.

5. Vergebung von Hafenarbeiten und Dockreparaturen in Ibiza (Balearische Inseln) im veranschlagten Kostenbetrage von Pesetas 1,042.030-60. Anbote sind bis 11. Dezember l. J. an die

Dirección General de Obras publicas in Madrid zu richten. Die zu erlegende Kautions beträgt Pesetas 25.000. Nähere Angaben sind beim k. k. österreichischen Handelsmuseum in Wien erhältlich.

6. Vergebung von Baggararbeiten im Hafenbecken San Juan de Nieva, bzw. im Avilés-Flusse (Provinz Ovideo) im veranschlagten Kostenbetrage von Pesetas 33.907-63. Anbote sind bis 11. Dezember l. J. an die Dirección General de Obras publicas in Madrid zu richten. Die zu erlegende Kautions beträgt Pesetas 400. Nähere Angaben sind beim k. k. österreichischen Handelsmuseum in Wien erhältlich.

7. Vergebung von Dockreparaturen (des sogenannten „Dique Sur“) in der Provinz Kanarische Inseln im veranschlagten Kostenbetrage von Pesetas 27.785-82. Anbote sind bis 11. Dezember l. J. an die Dirección General de Obras publicas in Madrid zu richten. Die zu erlegende Kautions beträgt Pesetas 1000.

8. Für ein nächst der Station Wittmannsdorf zur Errichtung gelangendes zweistöckiges Wohngebäude für Bahnbedienstete sollen die hiebei erforderlichen Hochbauarbeiten im veranschlagten Gesamtkostenbetrage von rund K 106.000 im Offertwege vergeben werden. Anbote sind bis 11. Dezember l. J., mittags 12 Uhr, beim Einreichungsprotokolle der k. k. Staatsbahndirektion Wien einzureichen. Projektspläne, Kostenanschlag und Bedingungen können bei der Abteilung für Bahnerhaltung und Bau der genannten Direktion eingesehen werden.

9. Auf der Teilstrecke Gasten-Spital a. d. Drau der Tauernbahn ist die Herstellung des 8526 m langen Tauerntunnels sowie die Herstellung der an diesen Tunnel anschließenden offenen Bahnstrecken nordwärts vom Ende der Station Badgastein bis zum Nordportale des Tauerntunnels und südwärts vom Südportale dieses Tunnels bis über den Kaponiggraben bei Ober-Vellach, u. zw.: Die Ausführung des Unterbaues, der Beschotterung, der Oberbauarbeit, des Hochbaues, der Bahneinfriedung, der Lieferung und Versetzung der Bahnzeichen und der Lieferung der Grenzsteine im Offertwege zu vergeben. Die zur Vergebung gelangende Bahnstrecke ist in fünf Baulose eingeteilt. Anbote sind bis 14. Dezember l. J., mittags 12 Uhr, beim Einreichungsprotokolle der k. k. Eisenbahnbauverwaltung in Wien einzureichen.

10. Wegen Vergebung des Baues des 30-485 km langen Teilstrecke Stolic-M. Izvor der Zajecarer Bahnlinie findet am 28. Dezember l. J. eine Offertverhandlung statt. Pläne, Typen und Bedingungen können bei der Bauabteilung der Direktion der k. serbischen Staatsbahnen eingesehen werden. Anbote sind am genannten Tage bis 12 Uhr mittags einzureichen. Die zu erlegende Kautions beträgt Frs 100.000. Näheres in der Vereinskanzlei.

11. Die k. k. Staatsbahndirektion Pilsen vergibt im Offertwege die Lieferung nachbenannter Einrichtungen für eine neue Kesselschmiede der Werkstätte Pilsen, u. zw.: 4 Laufkräne für 1 bis 20 t Tragfähigkeit, 10 Wändrehkräne für 600 bis 1000 kg Tragfähigkeit, 4 transportable Bohrvorrichtungen, 1 freistehende Radialbohrmaschine, 1 vertikale Bohrmaschine, 1 Blechkantenfräsmaschine, 1 Blechbiegemaschine, 4 Schleifmaschinen, 1 Luftpresser für eine Preßluftanlage, 1 pneumatisch-hydraulische Nietmaschine, verschiedene Preßluftwerkzeuge, 4 gußeiserne Rundfeuer, 2 gußeiserne einfache Schmiedefeuer, 4 eiserne transportable Nietfeuer, 1 offenes Blechbiegefeuer, 1 eiserne Blechglühofenapparatur, 1 gußeiserne Windleitung und 2 Schmiedeamboße. Anbote sind bis 29. Dezember l. J., mittags 12 Uhr, beim Einreichungsprotokolle einzureichen. Die bezüglichen Offertbehelfe können bei der Abteilung 4 der genannten Direktion eingesehen werden.

12. Die Gemeinde Schlanders (Tirol) vergibt im Offertwege den Bau einer Trinkwasserleitung im veranschlagten Kostenbetrage von K 100.000. Bewerber für diesen Bau wollen sich bezüglich der näheren Bestimmungen an das Landeskulturamt in Innsbruck oder an die Gemeindevorstellung Schlanders wenden.

Eingelangte Bücher.

190 Grundsätze für die Prüfung von Schweiß- und Flußeisen zum Bau von Dampfkesseln. Würzburger Normen 1905. 80. 22 S. 9. Aufl. Hamburg 1905, Boysen & Maasch (M 40).

231 Bericht über die 25. ordentliche Hauptversammlung des Vereins deutscher Fabriken feuerfester Produkte. 80. 90 S. m. 23 Abb. Berlin 1905, Tonindustrie-Zeitung.

2594 Kalender für Eisenbahntechniker für 1906. Begründet von E. Heusinger v. Waldegg, neu bearbeitet von A. W. Meyer. Wiesbaden 1906, Bergmann (M 4).

2627 Uhlands Maschineningenieur-Kalender für 1906. Stuttgart 1906, Kröner (M 3-5).

3512 Handbuch der Architektur, Stuttgart 1906, Kröner 4. Teil, 8. Halbband, Heft 2a und 2b. Denkmäler. Von A. Hofmann. 80. (M 39).

4148 Die elektrische Kraftübertragung und ihre Anwendung in der Praxis, dargestellt von E. Japing, neu bearbeitet von J. Zacharias. 80. 239 S. m. 60 Abb. 4. Aufl. Wien 1906, Hartleben (K 3-50).

4463 Kalender für Straßen- und Wasserbau- und Kultur-Ingenieure für 1906. Begründet von E. Rheinhard, neu bearbeitet von R. Scheck. Wiesbaden 1906, Bergmann (M 4).

5132 Fünfter Bericht über die gesamten Unterrichts- und Erziehungsanstalten im Königreiche Sachsen. Erhebung vom 1. Dezember 1904. 40. 155 S. Dresden 1905, Heinrich.

5814 Orts- und Verkehrs-Lexikon von Österreich-Ungarn. Von J. u. K. Kendler. 80. 1314 S. 3. Aufl. Wien 1905, Rollinger & Moessmer (K 16).

6306 Grundsätze für die Berechnung von Materialdicken neuer Dampfkessel. Hamburger Normen 1905. 80. 35 S. m. Abb. 9. Aufl. Hamburg 1905, Boysen & Maasch (M — 80).

6458 2-8. Bericht des Landesausschusses über die Durchführung des Gesetzes, betreffend Förderung des Lokaleisenbahnwesens in Steiermark. 40. Graz 1892-1898.

7564 Bericht über die Tätigkeit und Verwaltung der Feuerwehr der Stadt Wien im Jahre 1904. 80. 118 S. m. Abb. Wien 1905.

7649 Bericht über die Verwaltung der bosnisch-herzegovinischen Staatsbahnen für das Jahr 1904. 40. 190 S. Sarajewo 1905.

7859 Das Schweizerhaus nach seinen landschaftlichen Formen und seiner geschichtlichen Entwicklung. Von Dr. J. Hunziker. II. Das Tessin. 80. 169 S. m. 102 Abb. Aarau 1902 (K 13-20). III. Graubünden nebst Sargans, Gaster und Glarus. 80. 335 S. m. 389 Abb. Aarau 1905 (K 16).

8022 Bericht der k. k. Bergbehörden über ihre Tätigkeit in den Jahren 1892-1896. Veröffentlicht vom k. k. Ackerbauministerium. Wien, K. k. Hof- und Staatsdruckerei.

8128 Association Parisienne des Propriétaires d'Appareils à Vapeur. Buletin annuel 1904. 80. 163 S. m. Abb. Paris 1905.

8211 Bericht des k. k. Handelsministeriums über die Förderung des Kleingewerbes in den Jahren 1892-1900. 40. Wien, K. k. Hof- und Staatsdruckerei.

8281 Bericht des Landesausschusses des Erzherzogtums Österreich unter der Enns über seine Amtswirksamkeit vom 1. Juli 1903 bis 30. Juni 1904. VIa Wohlfahrtsangelegenheiten. Referent L. Steiner. 80. 707 S. m. Abb. Wien 1905.

8503 Mehrdimensionale Geometrie. II. Die Polytope. Von Dr. P. H. Schoute. 80. 326 S. m. 90 Abb. und 123 Beispielen. Leipzig 1905, Göschen (M 10).

8630 Elektromechanische Konstruktionselemente. Von Dr. G. Klingenberger. 7. Lfg. Blatt 61-70. Maschinen. Berlin 1905, Springer (M 2-40).

9153 Sitte, Brauch und Volksglaube im deutschen Westböhmen. Von A. John. 6. Band der Beiträge zur deutsch-böhmischen Volkskunde. 80. 458 S. m. 1 Karte. Prag 1905, Calve (K 6).

Die folgenden Werke wurden der Bibliothek von Herrn Ing. J. Deutsch gespendet.

10.391 Rhein-Emskanal. Denkschrift des westdeutschen Fluß- und Kanalvereines. 80. 24 S. m. 1 Taf. Münster 1886.

10.392 Der wirtschaftliche Wert der Mainkanalisierung und der Güterverkehr in Frankfurt a. M. Von O. Puls. 80. 88 S. Frankfurt 1888.

10.393 Topographische Erwägungen über den Bau von Kanälen in Deutschland. Von Dr. A. Meitzen. 80. 66 S. Berlin 1870.

10.394 Das Projekt des Weser-Elbekanals. Von Michaelis. 80. 45 S. m. 1. Taf. Hannover 1871.

10.395 Stand und Ausbau des Franziskanals. Von A. Heinz. 80. 23 S. m. 1 Karte. Budapest 1899.

10.396 Notwendigkeit und Nutzen des Elbe-Travekanals für Lübeck. Von E. Possehl. 80. 21 S. m. 1 Karte. Lübeck 1892.

10.397 Projet du Canal de Jonction de la Mer baltique au Danube. Par E. de Saint-Hubert. 80. 69 S. m. 1 Karte. Liège 1870.

10.398 Travaux du Canal de Suez et Description de l'Excavateur. Par E. Badois. 80. 30 S. m. 1 Taf. Paris 1865.

10.399 Die Seehäfen Englands und ihre Ausrüstung mit Rücksicht auf die Hafenbauten beim Zollanschluß Hamburgs und Bremens. Von E. Fitger. 80. 76 S. Berlin 1885.

10.400 Anvers maritime. Par P. Salvagne. 80. 99 S. m. Abb. Anvers 1898.

10.401 Notice sur le Port d'Anvers. 80. 99 S. m. 17 Taf. Bruxelles 1898.

10.402 Construction des nouveaux Quais d'Anvers. 80. 20 S. m. 3 Taf. Paris.

10.403 Le Port d'Escale et le Port intérieur de Bruges. Par J. Nyssens-Hart. 80. 45 S. m. 2 Taf. Bruxelles 1898.

10.404 Notice sur le Port de Rouen. 80. 126 S. m. 1 Taf. Rouen 1892.

10.405 Notice on the Harbour of Rouen. 80. 124 S. m. 1 Taf. Rouen 1889.

10.406 Dunkerque son Port son Commerce. 80. 89 S. m. Abb. u. 2 Taf. Dunkerque 1900.

10.407 Port d'Amsterdam. 80. 2 Hefte. 1892.

10.408 Notice sur les Appareils d'Éclairage pour le Service des Phares exposés dans l'Exposition universelle de Chicago en 1893. 80. 157 S. m. Abb. Paris 1893.

10.409 Transportkosten auf Eisenbahnen und Kanälen. Von Sympher. 80. 112 S. m. 1 Taf. 2. Aufl. Berlin 1885.

10.410 Die Donau als Verkehrsstraße nach dem Orient und die Tätigkeit der Donau Dampfschiffahrts-Gesellschaft. Von M. Cassian. 80. 25 S. Wien 1865.

10.411 Einrichtungen für die Binnenschiffahrt an deutschen und holländischen Handelsplätzen. Von Dr. W. Eras. 80. 49 S. Breslau 1885.

10.412 Die deutschen Heere und die französischen Schiffahrtsstraßen im Kriege 1870/1871. 80. 32 S. m. 1 Karte. Hannover 1902.

10.413 Bemerkungen über den Wassertransport der Hölzer in Österreich-Ungarn. Von F. Wondrák. 80. 101 S. Linz 1878.

10.414 Der Fischpropeller. Von Z. Ritter v. Limbeck. 80. 20 S. m. Abb. u. 3 Taf. Wien 1904.

Briefkasten der Redaktion.

1 v. 1905. Welches von den Herren Vereinsmitgliedern hat an Herrn J. Ritter v. Kraft in Seraing aus Anlaß der von ihm in der „Zeitschrift“ Nr. 41 veröffentlichten „Erinnerungen an Petzval“ eine Korrespondenzkarte gerichtet? Da die Unterschrift unleserlich ist und Herr v. Kraft die gestellten Fragen zu beantworten bereit ist, wird der Schreiber gebeten, seinen Namen der Vereinskasse bekannt zu geben.

Geschäftliche Mitteilungen des Vereines.

TAGES-ORDNUNG Z. 611 v. 1905.

der 4. (Wochen-) Versammlung der Tagung 1905/1906

Samstag den 25. November 1905.

1. Mitteilungen des Vorsitzenden.
2. Vortrag des Herrn Inspektor Dozent Vincenz Pollack: „Erfahrungen über den Lawinenverbau in Österreich“; mit Vorführung von Lichtbildern.

Zur Ausstellung gelangen:

- a) durch die Firma Josef Eberle Bilder von den neuen Alpenbahnen;
- b) durch die Firma Halm & Goldmann Bücher und Kunstwerke.

Fachgruppe für Chemie.

Montag den 27. November 1905.

Wegen Erkrankung des Herrn Hofrat Professor Dr. Zd. H. Skraup und der Unmöglichkeit, einen Ersatzvortrag zu beschaffen, entfällt die Versammlung.

Fachgruppe für Elektrotechnik.

Montag den 27. November 1905.

1. Mitteilungen des Vorsitzenden.
2. Vortrag des Herrn Ingenieur Jaromir Křížko: „Über Benzin-Elektrogen-Selbstfahrer“.

Fachgruppe der Bau- und Eisenbahn-Ingenieure.

Donnerstag den 30. November 1905.

1. Mitteilungen des Vorsitzenden.
 2. Fortsetzung der Diskussion über die neuen Hafenbauten in Triest.
- (Die Herren Vereinskollegen werden ersucht, ihre Erfahrungen auch über andere an Seeufer ausgeführte Bauten mitteilen zu wollen.)

Fachgruppe der Maschinen-Ingenieure.

Donnerstag den 30. November 1905

statt Dienstag den 28. November.

1. Mitteilungen des Vorsitzenden.
2. Vortrag des Herrn Dpl. Ing. Heilmann: „Entwicklung der Lokomotiveintechnischer und wirtschaftlicher Hinsicht“; mit Vorführung von Lichtbildern.

Diese Versammlung findet im großen Saale statt, und sind alle Herren Vereinskollegen dazu freundlichst eingeladen.